

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky

Návrh, statický a dynamický výpočet
hydraulického ramene traktorového vleku
používaného v lesnictví

Design, static and dynamic solution of tractor
siding hydraulic arm used in forestry

Student

Bc. Martin Pončík

Vedoucí bakalářské práce

prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.

Ostrava

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Pončík**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3901T003 Aplikovaná mechanika**
Téma: **Návrh, statický a dynamický výpočet hydraulického ramene
traktorového vleku používaného v lesnictví**
**Design, Static and Dynamic Solution of Tractor Siding Hydraulic Arm
Used in Forestry**

Zásady pro vypracování:

- 1) Geometrická a silová analýza úvodního návrhu ramene
- 2) Optimalizace geometrie
- 3) Statický výpočet pro podstatné polohy mechanismu
- 4) Analýza kmitání ramene
- 5) Závěrečné zhodnocení navržené konstrukce

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Farm forest, firemní materiál "Efektivní a mnohostranná vyvážecí lesnictví. www.farmiforest.fi
- 2) ANSYS® ANSYS Academic Research, Release 14, Help System

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Petr Horyl, CSc., dr.h.c.**

Datum zadání: 14. 12. 2012

Datum odevzdání: 20. 5. 2013



doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry





doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Mistopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домии, же Высoкá школа ба́нская – Техни́кая универзита Ostrava (дále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomové práce užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было сjeднáно, же с VŠB-TUO, в пpипаде́ зájму з její strany, узавpу лицен́нии сmlouvu с оупpáвнeни́м у́жит дiло в ро́зсау § 12 оdст. 4 аутоpскéго зáкoна.
- было сjeднáно, же у́жит své дiло – дипломovou пpáci nebo poskytnout licenci k jejímu vyúжитi мoу jen се souhlasem VŠB-TUO, která je оупpáвнeна в таковeм пpипаде́ оd мne по́зaдoват пpимéрeный пpиспeвeк на úхpаду нáклaдů, které byly VŠB-TUO на vytvóрeни дiла вьнaлoжeны (až до jejíс skutečné výše).
- беру на ве́домии, же оdevздáни́м své пpáce souhlasím се зveřejнeни́м své пpáce поdле зáкoна ч. 111/1998 Sb., о вьсо́кыс шко́лaс а о змeнe а доплнeни́ дaлшeис зáкoнů (зáкoн о вьсо́кыс шко́лaс), вe знeни́ поздéжшeис пpедписů, без охлeду на вьслeдeк její обхaйobу

V Ostravě :

.....

podpis studenta

Bc. Martin Pončík

Hovězí 666

Okres: Vsetín

Anotace diplomové práce

Pončík, M.: Návrh, statický a dynamický výpočet hydraulického ramene traktorového vleku používaného v lesnictví. Ostrava, Aplikovaná mechanika, Fakulta strojní, VŠB – technická univerzita Ostrava, 2013, Diplomová práce, vedoucí práce: Horyl, P.

Diplomová práce se zabývá návrhem hydraulického ramene používaného v lesnictví. Na základě geometrické a silové analýzy prvního návrhu mechanismu ramene byly stanoveny metodou uvolňování, potřebné silové parametry pro jeho dimenzi. Na základě vytvořeného počítačového modelu a prvních statických výpočtů, byl tento návrh vhodně upraven. Podrobně byly provedeny statické kontrolní výpočty ve všech významných polohách mechanismu. Zhodnocení kmitání mechanismu ramene při zvedání a vyložení břemene tvoří závěrečnou část výpočtů provedených pomocí metody konečných prvků v programovém prostředí ANSYS 14.0. V závěru práce je provedeno zhodnocení navrženého mechanismu.

Annotation of thesis

Pončík, M.: Design, static and dynamic solution of tractor siding hydraulic arm used in Forestry. Ostrava, Aplikovaná mechanika, Fakulta Mechanical Engineering, VŠB – Technical University of Ostrava, 2013, Thesis, head: Horyl, P.

The master thesis describes the design of a hydraulic arm used in forestry. There were determined parametrs on based of geometric and strenght analyse of the first proposal drift arm mechanism by the metode of evolution. The proposal was appropriately modified on the based of created first computer model calculation. Details were made by static control calculations in all the major positions of the mechanism. Mechanism oscilation was evaluate with lifting and set-outing weight by the method of finaly elements in the program ANSYS 14.0. Finaly there was made an evaluation of the proposed mechanism.

1 Obsah diplomové práce

1	Obsah diplomové práce	6
2	Úvod	13
3	Hydraulické jeřáby v lesnictví	14
3.1	Lesnictví	14
3.2	Hydraulické ruky	15
3.3	Hlavní části hydraulického ramene	17
3.4	Rozdělení nakládajících jeřábů pro lesnictví	19
3.4.1	Lehká řada (nosnost pod 400 kg)	19
3.4.2	Střední řada (nosnost 400-1000 kg)	20
3.4.3	Těžká řada (nosnost nad 1000 kg)	20
3.5	Požadavky na jeřáby	21
3.6	Požadavky na návrhu hydraulického ramene	22
3.7	Přímočaré dvojčinné hydromotory z hlediska výpočtů	23
3.8	Volba hydraulického media	24
3.9	Volba materiálu hlavních nosných částí	25
4	Koncepční návrh hydraulického ramene	26
4.1	Kinematické schéma:	27
5	Návrh a výpočet výsuvného prodloužení A výložníku B	28
5.1	Návrh hydromotoru pro prodloužení výložníku	30
5.2	Volba profilu výložníku	31
5.3	Návrh kluzných desek výložníku A a B	32
6	Návrh a výpočet výložníku B	34
6.1	Výpočet úhlu natočení hydromotoru BC	35
6.2	Výpočet profilu nosníkové části výložníku B	36
6.3	Volba hydromotoru BC	37
6.4	Výpočet průměru čepu BC	38

7	Návrh a výpočet výložníku C.....	39
7.1	Výpočet úhlů natočení hydromotoru CD.....	40
7.2	Výpočet profilu nosníkové části výložníku C.....	41
7.3	Volba hydromotoru CD	43
7.4	Výpočet průměru čepu CD	44
8	Návrh a výpočet sloupu D.....	45
8.1	Volba profilu sloupu D	46
8.2	Návrh ložiskové části sloupu D	49
9	Úprava geometrie pomocí MKP	50
9.1	Simulace hydromotorů v MKP	51
9.2	Základní výpočet.....	51
9.3	Úprava geometrie výložníku A.....	52
9.4	Úprava výložníku B	53
9.5	Úprava výložníku C	54
9.6	Úprava sloupu D	55
10	Podstatné polohy mechanismu ramene	56
10.1	Simulace naklonění ramene	57
11	Analýza kmitání ramene.....	58
11.1	Kmitání při zvedání.....	58
11.2	Kmitání při pouštění břemene.....	60
11.3	Porovnání kmitání	60
12	Závěr.....	61
13	Použitá literatura.....	62
14	Přílohy	64

Seznam použitých značek:

a1	délka prodloužení	[m]
a2	základní rozměr výložníku A	[m]
a3	délka podpěrné části pro maximální vysunutí	[m]
a4	délka souřadnice těžiště	[m]
b1	základní rozměr výložníku B	[m]
b2	rozměr členu B (ovlivňuje možnost natočení členů B C)	[m]
b3	rozměr členu B (ovlivňuje možnost natočení členů B C)	[m]
b4	naklonění	[°]
b5	poloha středu	[m]
B _a	šířka profilu členu A	[m]
B _b	šířka profilu členu A	[m]
B _c	šířka profilu členu C	[m]
B _d	šířka profilu členu D	[m]
d _{cbc}	návrhový průměr čepu spojující výložníky B a C	[m]
b _t	šířka kluzné desky	[m]
c1	základní rozměr výložníku C	[m]
c2	rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu B, C)	[m]
c3	rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu B, C)	[m]
c4	rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu C, D)	[m]
c5	rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu C, D)	[m]
D	vnější průměr pístu	[m]
d	průměr pístnice	[m]
d1	základní rozměr sloupu D	[m]
d2	rozměr členu D (ovlivňuje možnost natočení členů C D)	[m]
d3	rozměr členu D (ovlivňuje možnost natočení členů C D)	[m]
d4	rozměr členu D (ovlivňuje volbu ložisek)	[m]
d _{ab}	průměr tyče hydromotoru volím	[m]

D_{ab}	průměr pístu hydromotoru	[Mpa]
d_{bc}	průměr tyče hydromotoru volím	[m]
D_{bc}	průměr pístu hydromotoru	[m]
d_{cd}	návrhový průměr čepu spojující výložníky B a C	[m]
D_{cd}	průměr pístu hydromotoru	[m]
E	modul pružnosti	[MPa]
F	síla působící na píst	[N]
F_a	tíha členu A	[N]
F_b	tíha členu B	[N]
F_{bc}	síla působící na čep spojující výložníky B a C	[N]
F_{bcmax}	maximální síla působící na čep BC (viz graf 4)	[N]
F_c	tíha členu C	[N]
F_{cd}	výsledná síla na čepu CD	[N]
F_{cdmax}	maximální síla působící na čep BC (viz graf 4)	[N]
F_d	tíha členu D	[N]
F_k	tíha břemene	[N]
F_{xbc}	složka síly působící na čep v ose x	[N]
F_{xcd}	složka síly působící na čep CD (v ose x)	[N]
F_{xd1}	radiální síla v ložisku 1	[N]
F_{xd2}	radiální síla v ložisku 2	[N]
F_{ybc}	složka síly působící na čep v ose y	[N]
F_{ycd}	složka síly působící na čep CD (v ose y)	[N]
F_{yd1}	axiální síla v ložisku 1	[N]
F_{yd1max}	extrém vzpěrné síly	[N]
f	pohybová frekvence	[s ⁻¹]
f_t	koeficient tření ocel bronz	[-]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	zdvih pístnice	[m]

H_a	výška profilu čelenu A	[m]
H_{abz}	vzpěrná síla hydromotoru	[N]
H_{ab}	návrhová síla hydromotoru	[N]
H_b	výška profilu čelenu A	[m]
H_{bc}	normálová síla působící na hydromotor spojující členy B a C	[N]
H_{bct}	návrhová síla hydromotoru	[N]
H_{bcmin}	vzpěr normálové síly	[N]
H_{bcmax}	tah normálové síly na hydromotor	[N]
H_{bcz}	návrhový vzpěr	[N]
H_c	výška profilu členu C	[m]
H_{cd}	normálová síla působící v ose hydromotoru CD	[N]
H_{cdmin}	vzpěr od normálové síly	[N]
H_{cdz}	návrhová vzpěrná síla hydromotoru cd	[-]
H_d	výška profilu čelenu D	[m]
i	index statické určitosti	[-]
K	modul objemové stlačitelnosti	[Pa]
k_b	bezpečnost	[-]
k_c	koeficient bezpečnosti	[-]
k_{c5}	návrhový koeficient bezpečnosti proti přestřihnutí	[-]
k_d	koeficient bezpečnosti	[-]
k_{ds}	návrhový koeficient bezpečnosti proti přestřihnutí	[-]
k_h	návrhový koeficient bezpečnosti hydromotoru	[-]
k_{hyd}	hydraulická tuhost	[N/m]
k_k	koeficient bezpečnosti	[-]
l_t	délka kluzné desky	[m]
M_{ab}	moment mezi členy A B	[Nm]
m_a	návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku	[kg]
m_b	návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku	[kg]

M_b	ohybový moment výložníku B	[N]
m_{bc}	návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru	[kg]
m_c	návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku	[kg]
M_c	ohybový moment k bodu C	[Nm]
M_{cmax}	ohybový moment k bodu C	[Nm]
M_{dmax}	extrém ohybového momentu	[Nm]
m_{hab}	návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru	[kg]
m_{hc}	návrhová hmotnost hydraulického vedení	[kg]
m_{hcd}	návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru	[kg]
m_k	hmotnost břemene (nosnost)	[kg]
n	počet členů soustavy i se základnou (bez hydromotorů)	[-]
N_{ab}	normálová síla působící na hydromotor spojující členy A B	[N]
n_h	počet hydromotorů	[-]
n_2	počet vazeb odebírající dva stupně volnosti	[-]
n_1	počet vazeb odebírající jeden stupeň volnosti	[-]
P	tlak kapaliny	[Pa]
P_{dovk}	dovolený tlak na kluzák	[Mpa]
Q_v	objemový průtok hydraulického media	[m ³ ·s ⁻¹]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
S	činná plocha pístu	[m ²]
S_d	plocha profilu	[m ²]
T_a	tloušťka plechu	[m]
T_{ab}	tečná síla, která působí mezi členy A B	[N]
T_b	tloušťka plechu	[m]
T_c	tloušťka plechu	[m]
T_d	tloušťka plechu	[m]
T_{fab}	třecí síla	[N]

t_t	tloušťka desky	[m]
v	vysunutí prodloužení výložníku B o prodloužení A	[m]
V_0	původní objem hydraulické kapaliny	[m ³]
v_p	rychlost pohybu pístnice	[m/s]
W_{oa}	návrhový modul průřezu v ohybu	[m ³]
W_{ob}	návrhový modul průřezu v ohybu	[m ³]
W_{oc}	návrhový modul průřezu v ohybu	[m ³]
W_{od}	návrhový modul průřezu v ohybu	[m ³]
W_{ok}	vypočtený modul průřezu v ohybu	[m ³]
x_{bc}	délka trojúhelníku rovnoběžná s osou x	[m]
x_{cd}	délka trojúhelníku rovnoběžná s osou x	[m]
y_{bc}	délka trojúhelníku rovnoběžná s osou y	[m]
y_{cd}	délka trojúhelníku rovnoběžná s osou y	[m]
α	mezi sloupem D a výložníkem C	[°]
α_g	úhel natočení mezi výložníkem C a osou x	[°]
β	mezi výložníkem C a výložníkem B	[°]
β_g	úhel natočení mezi výložníkem A a osou y	[°]
β_{gl}	úhel natočení mezi výložníkem B a osou y	[°]
μ	poissonovo číslo	[-]
φ_b	úhel natočení hydromotoru BC s osou y	[°]
φ_c	úhel natočení hydromotoru BC s osou y	[°]
ψ_c	úhel natočení hydromotoru CD vůči ose x	[°]
ψ_d	úhel natočení hydromotoru CD vůči ose y	[°]

2 Úvod

Cílem diplomové práce je základní návrh hydraulické ruky používané v lesnictví. V úvodu je zpracována literární rešerše z oblasti využití hydraulického ramene v lesnictví. Na základě rešerše sestaven úvodní návrh ramene a určení nosnosti v maximálním prodloužení ramene.

Geometrická a silová analýza úvodního návrhu je navrhovaná ze začátku s využitím analytického výpočtu. Z analytického zpracování jsem sestavil základní rozměry výložníků a sloupu. Pro řešení všech poloh jsem sestavil analytický výpočet do programu Excel [12]. V programu jsem zpracoval prostorové grafy silových reakcí jednotlivých vazeb mechanismu. Profily jednotlivých částí jsem navrhl na základě výpočtu z dovoleného napětí v ohybu. Ze silové analýzy jsem určil hydromotory zajišťující pohyb.

Z návrhu základních rozměrů jsem sestavil v modulu Workbench programu ANSYS 14 [13] parametrický model. Model jsem dále upravoval pro optimální tvar pro zatížení v podstatných polohách.

Upravenou konstrukci ramene jsem dále analyzoval hlavní příčinu kmitání. Kmitání je způsobováno z hlavních, důvodu při zvedání a vyložení břemene „klád dřeva“.

Na základě výpočtů v závěru bude doporučena další úprava a řešení návrhu hydraulických ramen podobně zvolené konstrukce systému mechanismu.

3 Hydraulické jeřáby v lesnictví

3.1 Lesnictví

Lesnictví a obecně těžba dřeva má mnoha set letou tradici. Celý proces přípravy surového dřeva je velice fyzicky náročný a po staletí neměli dřevorubci jiné pomocníky než své ruce, sekery, pily a také své koně. Povolání dřevorubce je stále velice namáhavým zaměstnáním, ale díky vývoji technologie a strojů, které jsou určeny pro lesní práce, došlo k významnému poklesu pracovních úrazů, což je nejdůležitějším přínosem moderní lesnické techniky.

Samozřejmě všechnu práci nemohou vykonávat stroje a tak jde vždy o úzkou kooperaci člověka a lesní techniky. Pily a sekery lesy také neopustily, ale dnes jsou to již lehké a výkonné motorové pily. Pomocníky také stále zůstávají tažní koně, kteří jsou neocenitelní při svážení dřeva a poradí si i s velmi problematickými terény.

Mechanizace umožňuje obrovské zvýšení efektivity těžby dřeva a zahrnuje širokou paletu strojů, které mají celou řadu funkcí a je možné je přizpůsobit téměř všem podmínkám a požadavkům. Lesní technika se stává cenově přístupnou, kupříkladu i díky moderním pracovním vlekům s hydraulickou rukou, které se skvěle hodí jako pomocník při svážení dřeva a mohou se přizpůsobit mnoha pracovním požadavkům za pomoci celé řady přídatných zařízení. [1]



Obr. 1 Hydraulické rameno při práci [6]

3.2 *Hydraulické ruky*

Nakládající hydraulická ruka je dle normy ČSN EN 12999+A1[2] definována jako “jeřáb s motorickým pohonem, který sestává ze sloupu, otáčejícího se na podstavě jeřábu a ze soustavy výložníků, které jsou upevněny na horní část sloupu. Jeřáb je obvykle namontován na vozidle (nebo na přívěsu) a je primárně určen k nakládání a vykládání vozidla.“

Veškeré pohyby nakládajících jeřábů jsou ovládány hydraulicky ze zdroje tlakového média. Diesel-hydraulický systém se uplatňuje u nakládajících jeřábů všech nosností, využívá se příznivých regulačních vlastností a jednoduchého přenosu energie. Regulace rychlosti proudění média (hydraulického oleje, zpravidla minerálního) a tím i regulace pohybů jeřábu je docíleno použitím regulačního hydrogenerátoru, popř. pomocí škrcení průtoku, což je však regulace ztrátová. Rovněž je možné regulovat otáčky čerpadla snížením otáček hnacího motoru vozidla. Nejvýhodnější je však již zmíněná regulace na samotném čerpadle, jehož regulací lze dosáhnout konstantního odebíraného výkonu z motoru, což má za následek příznivou účinnost v širokém rozsahu otáček.

Pro velké pracovní tlaky se používají čerpadla s axiálními písty, zpravidla pracující v uzavřených obvodech. Většina jeřábů však pracuje s tlaky středními, pro které jsou dostačující čerpadla zubová či lamelová, pracující v otevřených hydraulických obvodech. Bezpečné spouštění břemene je zajištěno zpětnými blokovacími ventily, umístěnými v odtokové větvi hydraulických motorů. Naopak při rychlých pohybech naprázdno je využito tlakově řízených spouštěcích ventilů, které vedou olej z odpadní části obtokem zpět mimo zpětné blokovací ventily.

K plnému využití potenciálu nakládacího jeřábu, tj. jeho zvedací síly, je nezbytná aretace jeřábu na terénu, jež se dosáhne pomocí stabilizačních opěr. Vysunutí prodloužení podpěr bývá u menších jeřábů ovládáno ručně, vysunutí noh podpěr bývá ovládáno hydraulicky. Vysunutím opěr se zvětší opěrný obrazec a vyloučí se vliv pneumatik a odpružení náprav, což je pro podvozek traktorového vleku velice výhodné, neboť se tímto opatřením předchází výraznému namáhání podvozku. Při jízdě nesmí opěry přesahovat obrysy vleku. Jsou-li trámce ovládány hydraulicky, slouží k jejich ovládání samostatný hydraulický obvod s hydraulickými zámkami[3].



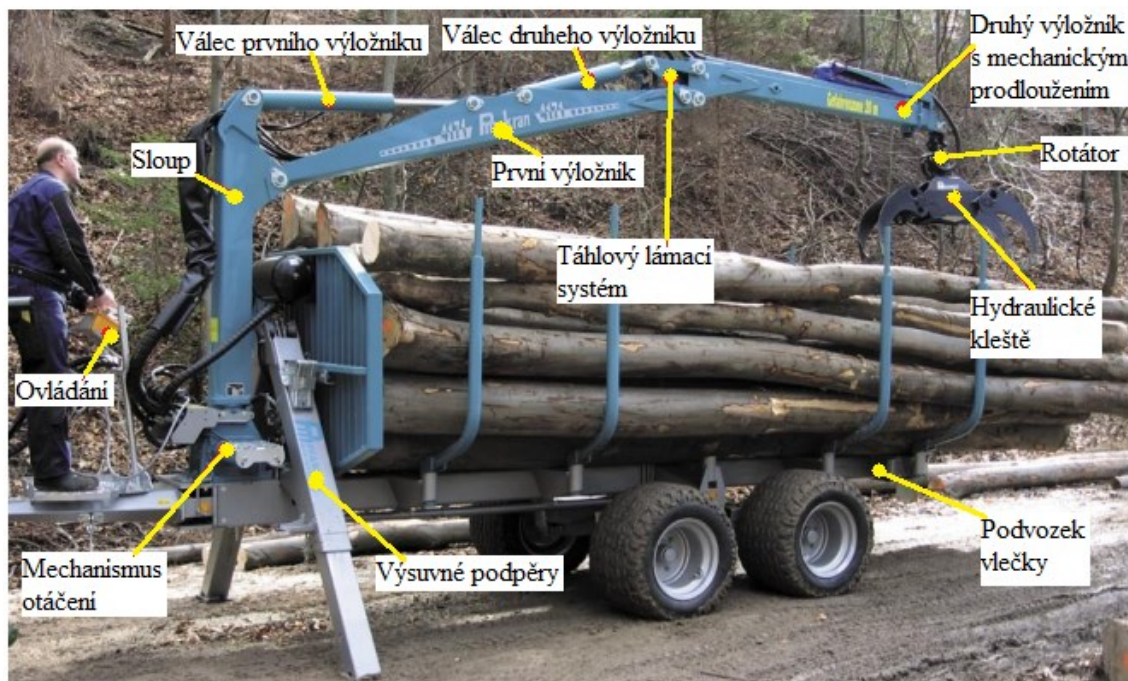
Obr. 2 Hydraulická ruka PENZ 5L na vleku AGA V14 společnosti Agama a.s. [7]

Hydraulické nakládající jeřáby, jsou velice oblíbené, zejména pro svoji velkou operativnost a malé rozměry ve složeném stavu. V poslední době je trendem neustálé snižování vlastní hmotnosti jeřábu při zachování stejných, ne-li lepších manipulačních schopností. Nízká vlastní hmotnost jeřábu je výhodná zejména z důvodů nižší spotřeby paliva. V současné době je na našem trhu ucelená nabídka nakládajících jeřábů, přičemž drtivě převažují výrobky ze zahraničí.

Mezi nejznámější výrobce hydraulických jeřábů pro lesnictví patří:

Výrobce	Stát	www odkaz
Agama	Česká republika	www.agama-as.cz
Foragri	Česká republika	www.foragri.cz
K.T.S.	Švédsko	www.kts.se
Kesla	Finsko	www.kesla.fi
Kronos	Finsko	www.kronos.fi
Longset	Finsko	www.logset.com
Palmfinger	Rakousko	www.palfinger.com
Palms	Estonsko	www.palms.eu
Pfanzelt	Německo	www.pfanzelt-maschinenbau.de
Vimek	Švédsko	www.vimek.se

3.3 Hlavní části hydraulického ramene



Obr. 3 Popis hydraulické ruky na vleku firmy Pfanzelt Maschinenbau [8]

Mechanismus otáčení - svařovaná skříň, ve které je vetknutý hlavní nosný čep, na němž se otáčí otočný sloup. Ke skříni jsou uchyceny hydraulické válce, zajišťující otáčení sloupu pomocí dvou ozubených pístnic. Na prodloužené nosníky podstavce jsou uchyceny stabilizační podpěry.

Otočný sloup - uzavřená skříňová konstrukce, jejímž vnitřkem jsou vedeny rozvody hydraulického obvodu. V dolní části je ozubené kolo, které zabírá do ozubených pístnic válců otoče. V horní a střední části jsou otvory pro čepy uchycení hlavního ramene a válce hlavního zdvihu.

Rameno výložníku - skládá se ze tří částí.

a) hlavního ramena – je tuhá uzavřená skříňová konstrukce, hydraulický rozvod je veden vnitřkem. V krajních částech je rameno rozděleno s otvory pro čepy k připojení na otočný sloup a „zlamovací rameno“.

b) „zlamovacího ramena“ – jsou vybavena uzavíracími ventily, které v případě poškození hadice zajistí rameno proti samovolnému pádu.

c) výsuvného ramena - na jehož přední části jsou přivařena nosná ucha s otvorem pro čep k uchycení rotátoru s drapákem.

Rotátor – tlustostěnná tlaková nádoba se závěsem pro uchycení mezikusu, kterým se připojuje k vysouvacímu ramenu výložníku. U starších typů hydraulických ramen se používaly rotátory s rozsahem otoče 270 stupňů, dnes jsou používány s nekonečnou otočí.

Drapák – je tvořen čelistmi navzájem spojenými táhly a hydraulickým válcem, který je zdrojem síly. Dodává se v různých velikostech a provedeních.

Hydraulický rozvod – tvoří jej nádrž na hydraulický olej, olejové čerpadlo a hydraulické obvody spotřebičů s ovládacími a řídicími prvky. Jednotlivé prvky rozvodu jsou navzájem spojeny potrubím z ocelových trubek a vysokotlakých hadic.

Ovládání – pohybů nakládacího jeřábu je uskutečňováno prostřednictvím ovládacích panelů hydraulických ventilů umístěných na základně, sloupu, kabině traktoru či dálkového (radiového) ovládání.

Základna – hydraulického ramene je většinou vlek nebo vozidlo. Upravené vozidla jsou vyráběna v souladu s platnými předpisy o provozu na pozemních komunikacích, pro montáž hydraulických ramen zahrnují:

- pomocný náhon čerpadla
- olejové čerpadlo zvolené tak, aby čerpadlo i motor pracovaly v příznivém režimu
- pomocný rám, na který se hydraulické rameno kotevními šrouby upevní
- pomocný rám pro montáž oplenu

Hydromotory - jsou výstupními prvky hydraulických mechanismů, mění se v nich tlaková energie kapaliny v energii mechanickou. Podle konstrukce se rozlišují hydromotory:

- **přímočaré** – skládají se z válce, pístu, pístnice a víka válce. Tlaková energie kapaliny se projeví jako síla na píst, který unáší pístnici ve směru osy válce. Jsou vyráběny ve dvou modifikacích. Jednočinný válec, tlaková kapalina působí na píst z jedné strany, do původní polohy se vrací působením jiné síly a dvou činný válec, píst se působením tlakové kapaliny pohybuje v obou směrech

- **rotační** – jsou využívány u rotátorů s nekonečným otáčením v obou směrech. Rotační hydromotor vlivem tlakové kapaliny roztáčí ozubený pastorek, který otáčí věncem na plášti rotátoru.

3.4 Rozdělení nakládajících jeřábů pro lesnictví

Základní rozdělení jeřábů rozděluje většina výrobců dle zdvihového momentu. Pro jednoduchost jsem hydraulická lesní ramena rozdělil do tří tříd, které jsem, posoudil podle nosnosti při maximálním prodloužení ramene. Konstruktivní řešení všech řad je dáno použitím, kloubového systému výložníku, který zajišťuje dostatečnou manipulovatelnost jednotlivých poloh ramene.

3.4.1 Lehká řada (nosnost do 400 kg)

Vyznačuje se nízkou vlastní vahou, konstrukční jednoduchostí, provedením jednoho či dvou výložníků bez prodloužení. Jsou většinou osazovány na menší vleky a jsou určeny pro malotraktory nebo pracovní čtyřkolky. Pohon je zajištěn buď vlastním čerpadlem s motorem, nebo se využívá čerpadlo malotraktoru. Hydraulická ramena nejsou v České republice příliš rozšířená. Obr. 4 uvádí příklad lehké řady.



Obr. 4 Nosnost 340 kg jeřábu od firmy Vimek[9]

3.4.2 Střední řada (nosnost 400-1000 kg)

Druhý nejrozšířenější typ hydraulických ramen používaných v lesnictví jsou osazeny na vozidlech nebo vlečkách. Jako konstrukční řešení se používá dvou výložníků, z nichž jeden obsahuje mechanické prodloužení, které umožňuje širší spektrum manipulačního prostoru (viz. obr. 5). O pohon se stará vlastní hydraulické vedení traktoru nebo rotační hydrogenerátor poháněný hřídelí motoru vozidla.



Obr. 5 Nosnost v maximálním vysunutí 550 kg od firmy Palms [10]

3.4.3 Těžká řada (nosnost nad 1000 kg)

Nejrozšířenější typ hydraulického ramene. Umisťuje se především na nákladní vozidla z důvodu rychlé nakládky. Typický rys těžké řady je možnost složení ramene do malého objemu z důvodu snadné přepravy. O pohon hydraulické soustavy se stará hydrogenerátor hnaný motorem vozidla.



Obr. 6 Hydraulické ramno namontováno na nákladním automobilu

3.5 Požadavky na jeřáby

Hydraulické nakládací jeřáby patří k velice oblíbeným a frekventovaným zařízením, lze se s nimi setkat na různých typech nákladních vozidel, traktorů v různých konfiguracích. Rovněž jsou situovány na statických podstavcích. Proto jsou na nakládací jeřáby kladeny přísné požadavky, které stanoví především norma ČSN EN 12999 +A1, která rozděluje jeřáby do různých výpočtových tříd na základě způsobu provozu, předpokládaném počtu přepravovaných břemen nebo pracovních cyklů, atd.

Od jeřábů se očekává nízká vlastní hmotnost, jednoduchá obsluha dostupná z obou stran vozidla, bezpečný a spolehlivý provoz. Předpokládá se normalizace a typizace a co možná nejmenší vnější rozměry, zejména v transportní poloze (tj. ve složeném stavu, kdy nesmí přesahovat obrys vozidla). Samozřejmostí se stala zařízení snímající přetížení a riziko ztráty stability. Zejména v posledních desetiletích zaznamenaly nakládací jeřáby všech typů bouřlivý rozmach. [3]

Při volbě jeřábu je nutno přihlížet k:

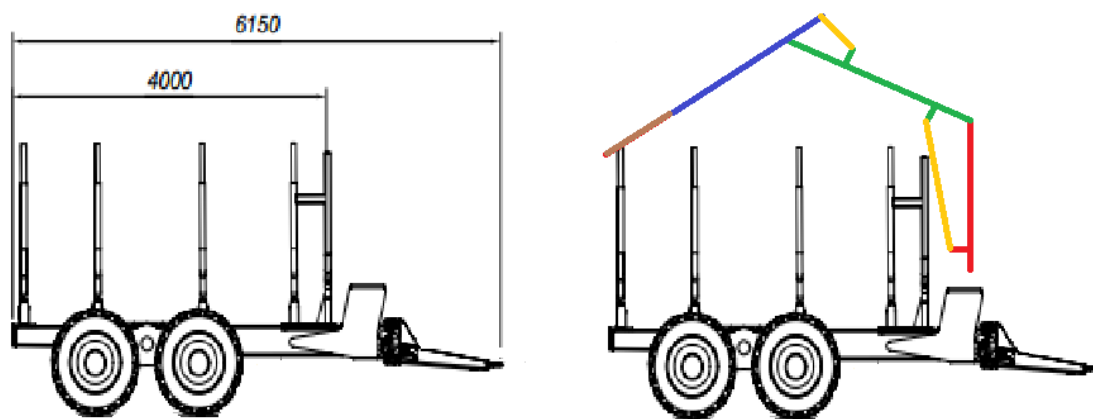
- předpokládanému počtu všech přepravovaných břemen nebo pracovních cyklů
- způsobu provozu
- manipulačnímu prostoru
- vnějším rozměrům jeřábu
- předpokládaným pracovním podmínkám včetně sklonu podkladu
- bezpečnosti práce a úrovni pracovníků
- platným předpisům a normám

Pro výrobce a konstruktéry nakládacích jeřábů jsou směrodatnými prvky při stavbě a vývoji nového jeřábu příslušné státní normy.

Mezi výchozí normy pro návrh nakládacích jeřábů patří již zmíněná evropská norma EN 12999 +A1 [2].

3.6 Požadavky na návrhu hydraulického ramene

Hydraulické rameno bude tvořeno sloupem a dvěma výložníky, z nichž jeden bude mít hydraulické prodloužení. O pohyby se bude starat trojice hydromotorů. Rozměry navrhovaného hydraulického ramene musí splňovat požadavky na transportní rozměry. Obrázek 7 zobrazuje základní rozměr vlečky a možné provedení hydraulického ramene.



Obr. 7 Rozměry vlečky (vlevo), schéma možného tvaru (vpravo)

Navrhovaná hydraulická ruka by měla mít nosnost v maximálním prodloužení 9810N, což odpovídá maximální hmotnosti 1000kg.

$$F_k = m_k \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9810 \text{ [N]}$$

m_k ...hmotnost břemene (nosnost) $m_k=1000[\text{kg}]$

g ...gravitační zrychlení $g=9,81 \text{ [m}\cdot\text{s}^{-2}]$

F_k ...tíha břemene [N]

3.7 Přímočaré dvojčinné hydromotory z hlediska výpočtů

Hydraulické motory musí být kontrolovány na, vzpěr ve směru os válců. Pístnice se uvažují jako štíhle pruty, které se řeší pomocí vzorců pro Eulerovy kritické síly. Pro tuto kontrolu má většina výrobců sestaven diagram vzpěrné pevnosti (viz. Příloha A). Pro určení průměru tyče je nutno znát osovou sílu a délku mezi čepy v maximální vysunuté poloze.



Obr. 8 Přímočarý dvojčinný hydromotor ZH1 firmy Hydraulics [11]

Síla, kterou vyvozuje píst dvojčinného hydromotoru, se liší pro každý směr pohybu. Při vysouvání pístnice je přenášena větší síla menší rychlostí. Při zasouvání je přenášena síla menší při vyšší rychlosti. Tento rozdíl je dán rozdílem ploch.

$$F = S \cdot P$$

Kde F ...síla působící na píst [N]

S ...činná plocha pístu [m²]

P ...tlak kapaliny [Pa]

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad S = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}$$

D ...vnější průměr pístu [m]

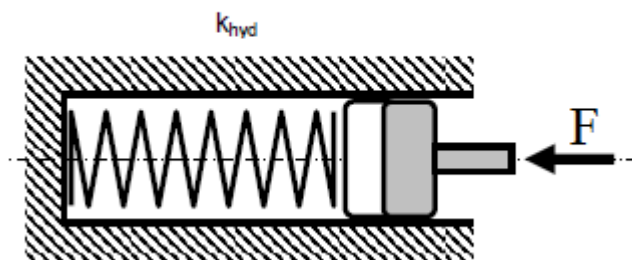
d ... průměr pístnice [m]

Rychlost pohybu pístu se určí ze vztahu:

$$v_p = \frac{Q_v}{S} \left[\frac{m}{s} \right]$$

Q_v ...objemový průtok hydraulického média [m³·s⁻¹]

Hydraulický sloupec média můžeme nahradit virtuální pružinou pro tuhou náhradu v dynamických výpočtech.[4]



Obr. 9 Linearizace tuhosti hydraulického média

$$k_{hyd} = K \cdot \frac{S^2}{V_0}$$

k_{hyd} ...hydraulická tuhost [N/m]

K ...modul objemové stlačitelnosti [Pa]

V_0 ...původní objem hydraulické kapaliny [m³]

Pohybová frekvence hydromotoru

$$f = \frac{v_p}{2 \cdot h}$$

f ... pohybová frekvence [s⁻¹]

h ... zdvih pístnice [m]

v_p ...rychlost pohybu pístnice [m/s]

3.8 Volba hydraulického média

Hydraulické kapaliny slouží k přenosu výkonu a řízení hydromotorů. Nutnou vlastností je nízká stlačitelnost (vysoký modul objemové pružnosti), rychlé vylučování vzduchu, malá pěnivost a malá těkavost.

K ... objemový modul stlačitelnosti doporučené kapaliny $K=1,3$ [GPa]

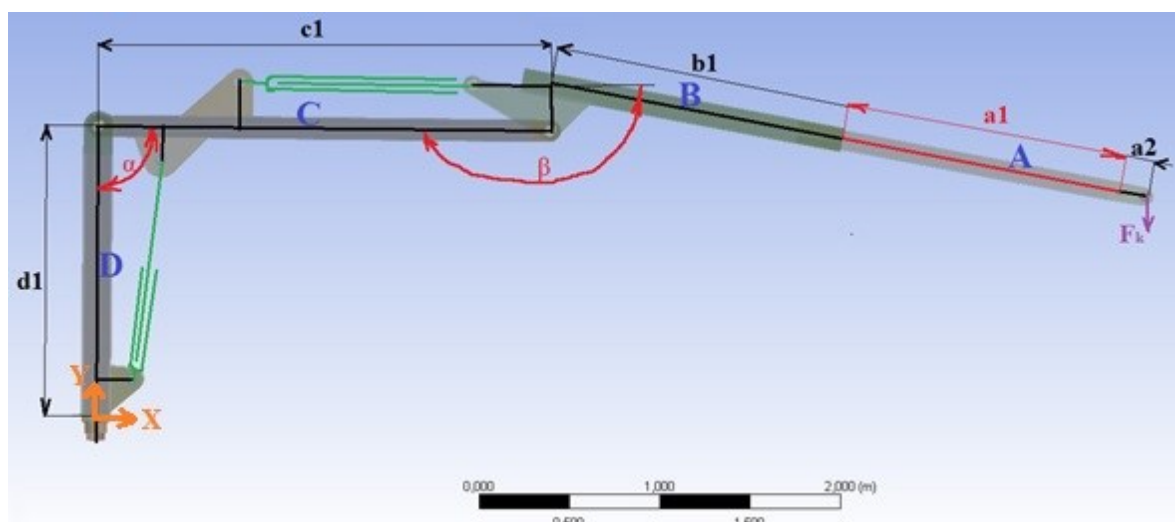
3.9 Volba materiálu hlavních nosných částí

Materiál volím WELDOX 900 od firmy SAAB. Materiál WELDOX se podílel na revoluci v rozvoji pojízdných jeřábů. Využitím pevnosti těchto ocelí se maximalizovala nosnost jeřábů (zvýšila se osminásobně bez zvýšení jejich hmotnosti). Materiál WELDOX 900 je u největších typů používán pro všechny nosné části konstrukce. Každý kilogram ušetřený na hmotnosti snižuje mrtvou váhu a zvyšuje nosnost jeřábu. Při výrobě výložníku jsou kladeny přísné požadavky na ohýbatelnost, rovinnost a kvalitu povrchu, což jsou přesně ty vlastnosti, které oceli WELDOX nabízejí.[5]

WELDOX 900		
Modul pružnosti E	$2 \cdot 10^5$	MPa
Poisново číslo μ	0,3	-
Mez pevnosti Rm	940-1100	MPa
Mez kluzu Re	900	Mpa
Vyráběno v rozměrech 9x6 m tloušťky 4-50 mm		

4 Koncepční návrh hydraulického ramene

Na základě literární rešerše jsem navrhl následující nosný systém, který skládá z jednoho sloupu (D) a dvou výložníků (B, C). Výložník B má mechanické prodloužení A. Pohyb systému bude řízen třemi dvojčinnými hydromotory. Poloha břemene závisí na třech parametrech: dvou natočení, částí vůči sobě a jednoho vysunutí. Na obrázku 10 jsou proměnlivé parametry znázorněny červenou barvou. Dále jsou doplněny základní rozměry hydraulického ramene. Oranžová barva znázorňuje globální souřadný systém.



Obr. 10 Základní rozměry hydraulického ramene

Parametry polohy ramene:

Natočení $\alpha = \langle 80^\circ, 140^\circ \rangle$ mezi sloupem D a výložníkem C

Natočení $\beta = \langle 60^\circ, 180^\circ \rangle$ mezi výložníkem C a výložníkem B

Vysunutí $v = \langle 0, 1.5 \rangle$ [m] prodloužení výložníku B (prodloužení A)

Pomocné úhly natočení spjaté s globálním souřadným systémem:

α_g ... úhel natočení mezi výložníkem C a osou x $\alpha_g = \alpha - 90$

β_g ... úhel natočení mezi výložníkem A a osou y $\beta_g = \alpha + \beta - 180^\circ - b_4$

Základní rozměry:

a2...základní rozměr výložníku A $a_2 = 0,2$ [m]

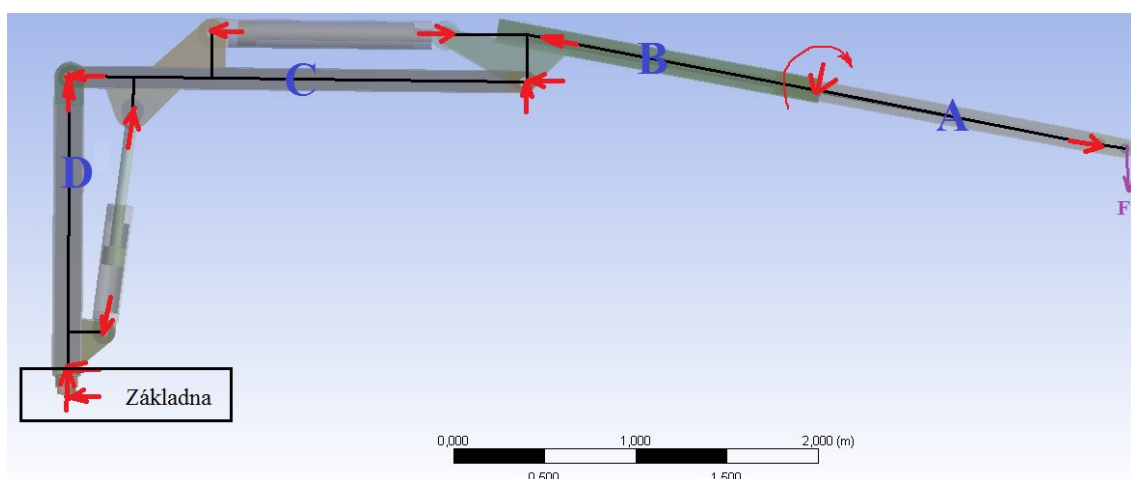
b1...základní rozměr výložníku B $b_1 = 1,6$ [m]

c1...základní rozměr výložníku C $c_1 = 2,5$ [m]

d1...základní rozměr sloupu D $d_1 = 1,5$ [m]

4.1 Kinematické schéma:

Tělesa A, B, C a D tvoří prostorovou soustavu těles, které tvoří pohyblivý mechanismus. Pokud zanedbáme otáčení sloupu kolem své osy lze soustavu považovat za rovinný mechanismus. Pokud jednotlivé pohybové členy (hydromotory) jsou v klidu lze hovořit o staticky určité soustavě. Kontrola statické určitosti viz obrázek 10. Neznámé síly vazeb, jsou vyznačeny červenou barvou.



Obr. 11 Kinematické schéma hydraulického ramene

Rovnice statické určitosti:

$$i = 3 \cdot (n - 1) + 1 \cdot (n_h) - 2 \cdot n_2 - 1 \cdot n_1$$

$$i = 3 \cdot (5 - 1) + 1 \cdot (3) - 2 \cdot 4 - 1 \cdot 7 = 0$$

Kde:

i...pokud $i=0$ staticky určitá soustava, nepohyblivá

n...počet členů soustavy i se základnou (bez hydromotorů) $n=5$

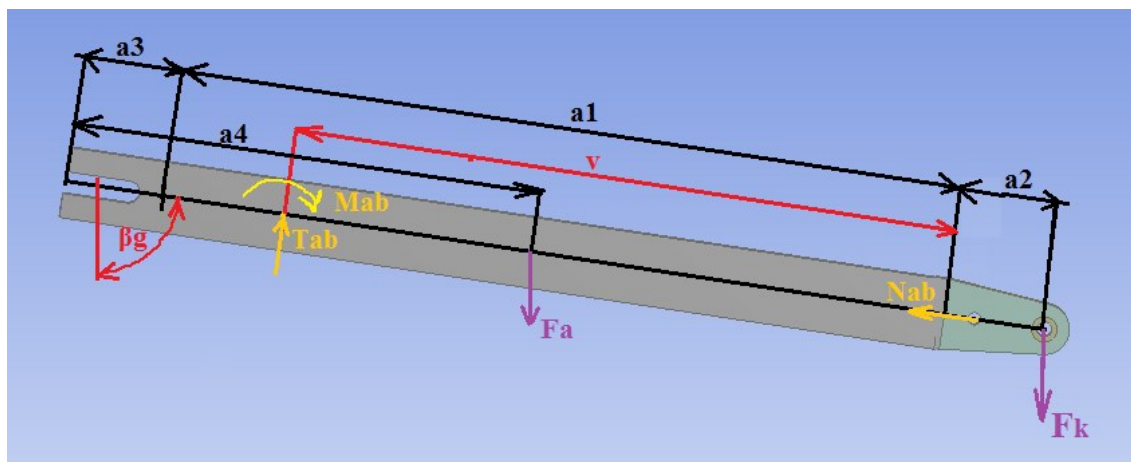
n_h ...počet hydromotorů $n_h=3$

n_2 ...počet vazeb odebírající dva stupně volnosti $n_2=4$

n_1 ...počet vazeb odebírající jeden stupeň volnosti $n_1=7$

5 Návrh a výpočet výsuvného prodloužení A výložníku B

Uvolnění mechanického prodloužení A (viz obrázek 11) je doplněno o základní rozměry. Člen A uvažuji jako absolutně tuhý nosník, pro nějž lze sestavit tři rovnice pro tři neznámé reakce M_{ab} , N_{ab} , T_{ab} . Znamé síly jsou tíha břemene a tíha členu A, které jsou rovnoběžné s osou y souřadného systému.



Obr. 12 Silová soustava výsuvného výložníku A

Po úpravě silových rovnic:

$$N_{ab} = (F_a + F_k) \cdot \cos\beta_g$$

$$T_{ab} = (F_a + F_k) \cdot \sin\beta_g$$

$$M_{ab} = F_a \cdot \sin\beta_g \cdot (v - a_1 - a_3 + a_4) + F_k \cdot \sin\beta_g \cdot (v + a_2)$$

Neznámé reakce mechanického prodloužení A:

M_{ab} ... moment mezi členy A B [Nm]

N_{ab} ... normálová síla působící na hydromotor spojující členy A B [N]

T_{ab} ... tečná síla, která působí mezi členy A B [N]

Rozměry mechanického prodloužení A:

a_1 ... délka prodloužení $a_1 = 1,5$ [m]

a_3 ... délka podpěrné části pro maximální vysunutí $a_3 = 0,3$ [m]

a_4 ... délka souřadnice těžiště $a_4 = 1$ [m]

Vlastní tíha členu A:

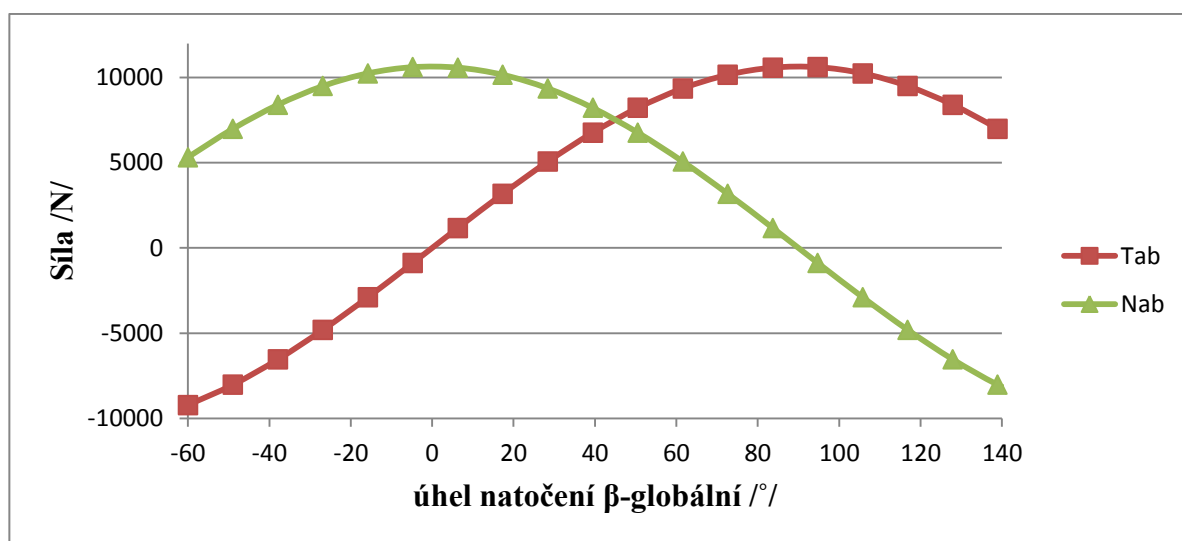
$$F_a = (m_a + m_{hab}) \cdot g = (65 + 20) \cdot 9,81 = 833,85 \text{ [N]}$$

F_a ...tíha členu A [N]

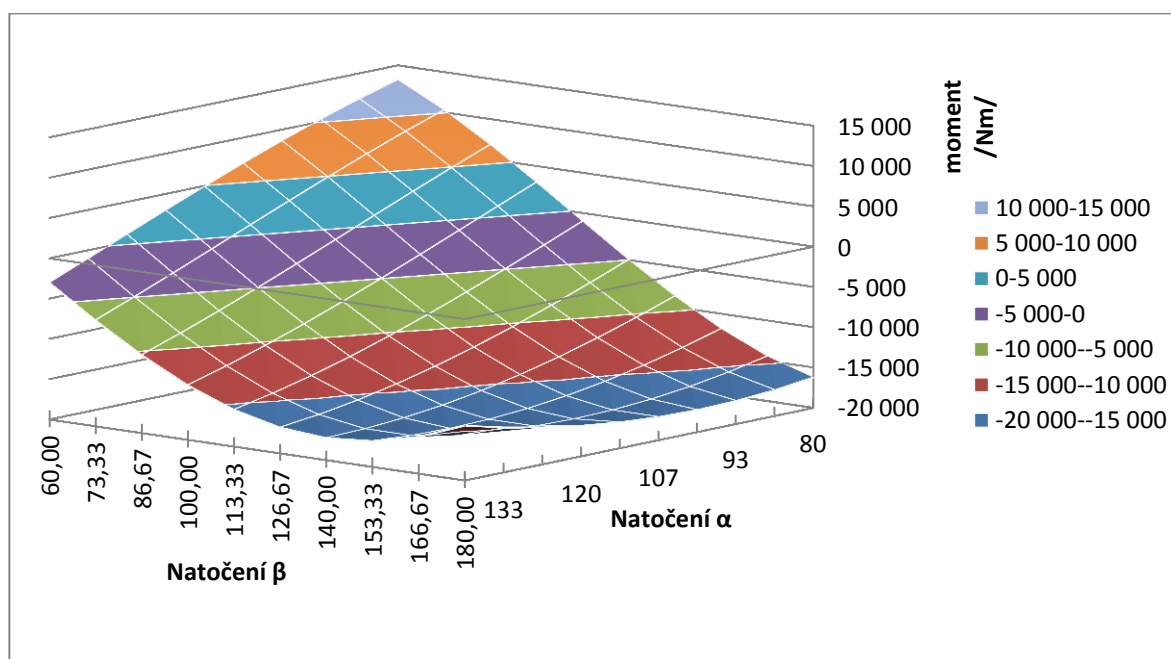
m_a - návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku $m_a = 65 \text{ [kg]}$

m_{hab} - návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru $m_{hab} = 20 \text{ [kg]}$

Pro jednotlivé polohy ramene, jsem vytvořil v programu Microsoft Excel [12] grafy závislosti reakce na parametrech polohy.



Graf 1 Závislost reakcí na natočení



Graf 2 Závislost momentu na natočení (maximální výsun)

5.1 Návrh hydromotoru pro prodloužení výložníku

Hydromotor spojující výložník s mechanickým prodloužením je namáhán na vzpěr a na tah. Konkrétní velikost reakce N_{ab} viz graf 1 (vzpěr má zápornou hodnotu).

Určení vzpěrné síly, kterou musí vyvinout hydromotor AB.

$$N_{ab} = (F_a + F_k) \cdot \cos \beta_g = (833,85 + 9810) \cdot \cos 140 = -8153,7[N]$$

$$H_{abz} = N_{ab} \cdot k_h = -8153,7 \cdot 1,6 = -13045,9[N]$$

k_h ... návrhový koeficient bezpečnosti hydromotoru $k_h=1,6$ [-]

H_{abz} ...vzpěrná síla hydromotoru [N]

Určení vnitřního průměru hydromotoru je závislé na vzpěru, výběr probíhal určením vzpěrné síly H_{abz} , znalostí zdvihu a použití diagramu vzpěrné pevnosti firmy Hydraulics (viz příloha A).

d_{ab} ... průměr tyče hydromotoru volím $d_{ab}=0,028$ [m]

Určení tažné síly

$$N_{ab} = (F_a + F_k) \cdot \cos \beta_g = (833,85 + 9810) \cdot \cos 0 = 10643,85[N]$$

$$H_{ab} = N_{ab} \cdot k_h = 10644 \cdot 1,6 = 17030[N]$$

H_{ab} ... návrhová síla hydromotoru [N]

$$D_{ab} = \sqrt{\frac{4 \cdot H_{ab}}{\pi \cdot P} + d_{ab}^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 17030}{\pi \cdot 2 \cdot 10^7} + 0,028^2} = 0,043[m]$$

P... pracovní tlak hydromotoru $P = 20$ [Mpa]

D_{ab} ... průměr pístu hydromotoru $D_{ab} = 0,045$ [Mpa]

Hydromotor volím:

ZH1 - 50/43 x 1500 – R (rozměry viz Příloha B).

5.2 Volba profilu výložníku

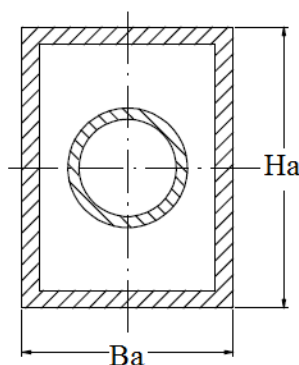
Výložník považuji za nosník kde volba profilu závisí především na ohybovém momentu. Tento moment má maximální hodnotu při vodorovné poloze (vodorovně s osou x). Ohybový moment přímo odpovídá reakci M_{ab} . Maximální hodnota viz graf 2 kde je zřejmé že maxima lze dosáhnou ve více polohách.

$$M_{ab} = 833,85 \cdot \sin 90 \cdot (1,5 - 1,5 - 0,3 + 0,2) + F_k \cdot \sin 90 \cdot (1,5 + 0,2) = -17123 [\text{Nm}]$$

$$W_{ok} = \frac{M_{ab}}{Re} = \frac{17123}{900 \cdot 10^6} = 1,9026 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3]$$

W_{ok} ... vypočtený modul průřezu v ohybu $[\text{m}^3]$

Při volbě profilu je nutno brát v úvahu rozměry hydromotoru, který je veden rovnoběžně uvnitř výložníku viz orázek 13.



Obr. 13 Profil člena A uvnitř profil hydromotoru

Rozměry profilu:

T_a ... tloušťka plechu $T_a = 0,005 [\text{m}]$

H_a ... výška profilu člena A $H_a = 0,14 [\text{m}]$

B_a ... šířka profilu člena A $B_a = 0,08 [\text{m}]$

W_{oa} ... návrhový modul průřezu v ohybu $W_{oa} = 6,4166 \cdot 10^{-5} [\text{m}^3]$

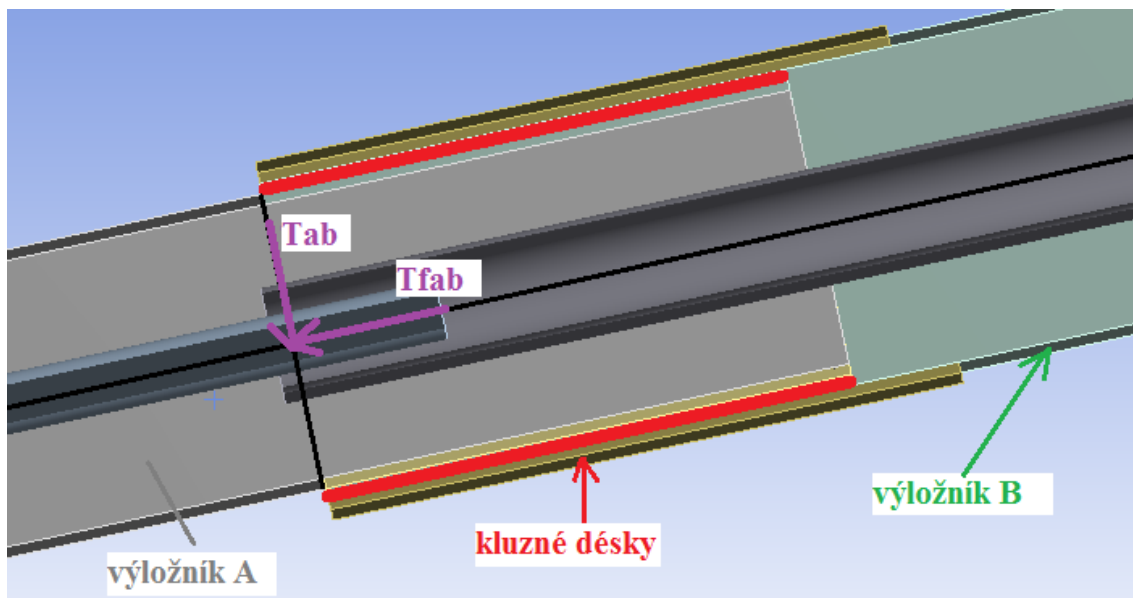
Kontrola:

$$k_b = \frac{W_{oa}}{W_{ok}} = \frac{6,4166 \cdot 10^{-5}}{1,9026 \cdot 10^{-5}} = 3,37 [-]$$

k_b ... bezpečnost [-]

5.3 Návrh kluzných desek výložníku A a B

Výsuv mezi členem A a výložníkem B je zajištěn bronzovými kluznými deskami, viz obrázek 14. Je nutno spočítat třecí sílu, kterou bude překonávat hydromotor ab. Dále pak je nutné zkontrolovat dovolený tlak na kluzné desky. Tečná síla je T_{ab} nabývá maxima při vodorovné poloze výložníku A.



Obr. 14 Kluzné desky spojující výložníky A a B

$$T_{ab} = (F_a + F_k) \cdot \sin \beta_g = (833,85 + 9810) \cdot \sin 90 = 10644 [N]$$

$$T_{fab} = T_{ab} \cdot f = 10644 \cdot 0,2 = 2129 [N]$$

T_{fab} ... třecí síla [N]

f_t ...koeficient tření ocel bronz $f_t = 0,2$ [-]

Kontrola překonání třecí síly:

Vzpěr:

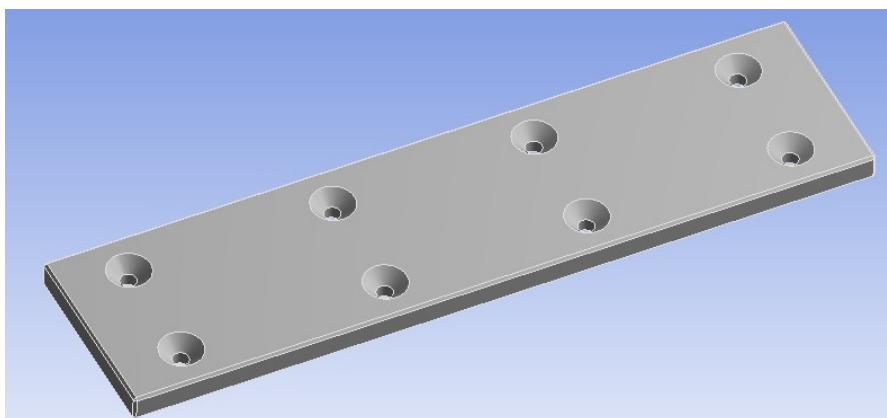
$$\frac{P \cdot \pi \cdot D_{ab}^2}{4} > T_{fab} \quad 31808 > 2129 [N]$$

Tah:

$$\frac{P \cdot \pi \cdot (D_{ab}^2 - d_{ab}^2)}{4} - N_{ab} > T_{fab} \quad 8849 > 2129 [N]$$

Kontrola prokázala, že hydromotor překoná třecí sílu od kluzáků.

Navrhnuté kluzné desky jsou totožné a je nutné je zkontrolovat na dovolený tlak. Tvar navrhnuté desky kluzáku, viz obrázek 15.



Obr. 15 Navržený tvar kluzné desky

Rozměry kluzné desky:

l_t ... délka kluzné desky $l_t=0,28$ [m]

b_t ... šířka kluzné desky $b_t=0,07$ [m]

t_t ... tloušťka desky $t_t=0,01$ [m]

Tlak na kluzák idealizují jako třecí sílu T_{ab} působící rovnoměrně na celou plochu.

$$P_k = \frac{T_{ab}}{b \cdot l} = \frac{10644}{0,07 \cdot 0,28} = 0,54 \text{ [Mpa]}$$

P_k ... tlak působící na kluznou desku [MPa]

Kontrola dovoleného tlaku:

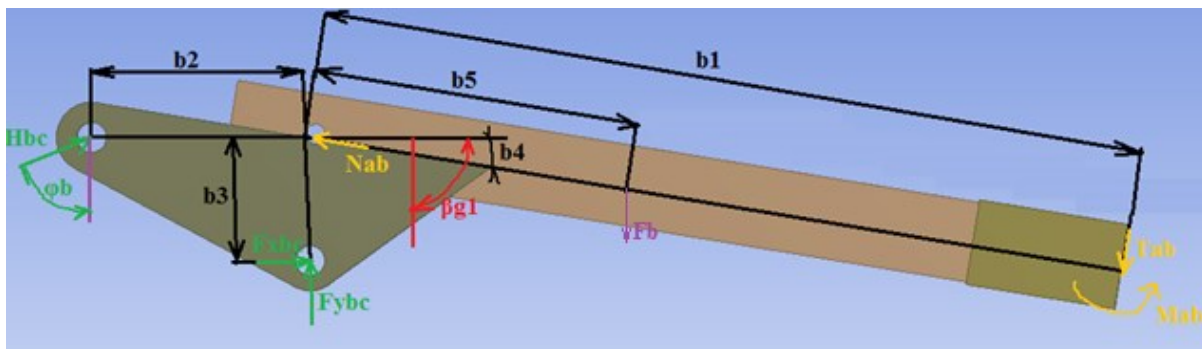
$$k_k = \frac{P_{dovk}}{P_k} = \frac{20}{0,54} = 37 [-]$$

P_{dovk} ...dovolený tlak na kluzák $P_{dovk} = 20$ [Mpa]

k_k ...koeficient bezpečnosti [-]

6 Návrh a výpočet výložníku B

Uvolnění výložníku B na obrázku 16 je doplněn o základní rozměry. Člen B uvažuji jako absolutně tuhé dvourozměrné těleso, pro nějž lze sestavit tři rovnice rovnováhy. Neznámé reakce jsou závislé na vazbových reakcích členu A a taky parametrech polohy, jako je úhel natočení hydromotoru (viz kap. 6.1). Těleso lze rozdělit na dvě části: nosník a rovinou desku, jejíž geometrii je vhodné optimalizovat.



Obr. 16 Uvolnění výložníku B

Po úpravě rovnovážných rovnic:

$$H_{bc} = \frac{-N_{ab} \cdot b_3 \cdot \cos b_4 + M_{ab} - T_{ab} \cdot (b_1 - b_3 \cdot \sin b_4) - F_b \cdot (b_3 \cdot \sin \beta_{g1} + b_5 \cdot \cos \beta_g)}{-\sin \varphi_b \cdot (b_2 \cdot \cos \beta_g + b_3 \cdot \sin \beta_g) - \cos \varphi_b \cdot (-b_2 \cdot \sin \beta_g + b_3 \cdot \cos \beta_g)}$$

$$F_{xbc} = H_{bc} \cdot \sin \varphi_b + N_{ab} \cdot \sin \beta_g + T_{ab} \cdot \cos \beta_g$$

$$F_{ybc} = H_{bc} \cdot \cos \varphi_b - N_{ab} \cdot \cos \beta_g + T_{ab} \cdot \sin \beta_g + F_b$$

Neznámé reakce výložníku B:

H_{bc} ...normálová síla působící na hydromotor spojující členy B a C [N]

F_{xbc} ...složka síly působící na čep v ose x [N]

F_{ybc} ...složka síly působící na čep v ose y [N]

Vlastní tíha B:

$$F_b = (m_b + m_{hc}) \cdot g = (80 + 30) \cdot 9,81 = 1079,1 \text{ [N]}$$

F_b ...tíha členu B [N]

m_b - návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku $m_b = 80 \text{ [kg]}$

m_{hc} - návrhová hmotnost hydraulického vedení $m_{hc} = 30 \text{ [kg]}$

Rozměry výložníku B:

b_2 ...rozměr členu B (ovlivňuje možnost natočení členů B C) $b_2=0,433[\text{m}]$

b_3 ... rozměr členu B (ovlivňuje možnost natočení členů B C) $b_3=0,25[\text{m}]$

b_4 ... naklonění $b_4=10[^\circ]$

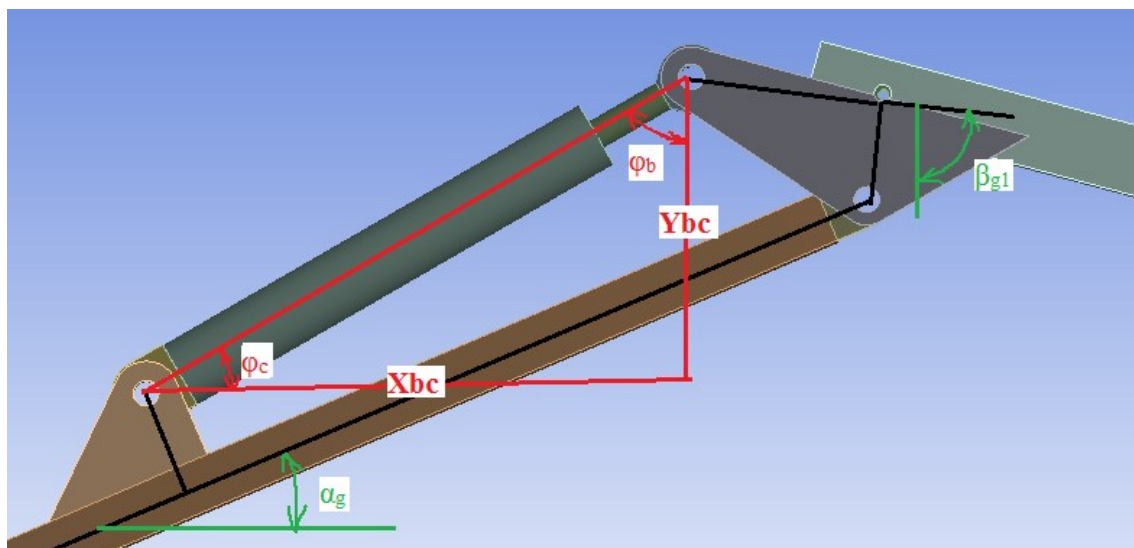
b_5 ...poloha středu $b_5=0,5[\text{m}]$

β_{g1} ... úhel natočení mezi výložníkem B a osou y $\beta_{g1} = \alpha + \beta - 180^\circ$

φ_b ... úhel natočení hydromotoru BC s osou y $[\circ]$

6.1 Výpočet úhlu natočení hydromotoru BC

Pro výpočet natočení je nutné znát rozměry výložníků ovlivňujícího natočení (b_2 , b_3 , c_2 , c_3), které spolu se základními úhly (α , β) vytváří myšlený pravoúhlý trojúhelník (viz obrázek 17). Z výše zmíněných parametrů lze dopočítat strany na sebe kolmé a následně za použití goniometrických funkcí dopočítat úhly potřebné pro rovnice rovnováhy.



Obr. 17 Schéma výpočtu natočení hydromotoru

Rozměry myšleného trojúhelníku:

$$x_{bc} = -c_3 \cdot \cos\alpha_g + c_2 \cdot \sin\alpha_g + b_2 \cdot \cos\beta_{g1} - b_3 \cdot \sin\beta_{g1}$$

$$y_{bc} = c_3 \cdot \sin\alpha_g + c_2 \cdot \cos\alpha_g - b_2 \cdot \cos\beta_{g1} - b_3 \cdot \sin\beta_{g1}$$

$$\varphi_b = \arctg \frac{y_{bc}}{x_{bc}}$$

$$\varphi_c = 90 - \varphi_b$$

x_{bc} ...délka trojúhelníku rovnoběžná s osou x [m]

y_{bc} ...délka trojúhelníku rovnoběžná s osou y [m]

φ_c ...úhel natočení hydromotoru BC s osou y [°]

6.2 Výpočet profilu nosníkové části výložníku B

Podobně jako u výložníku A je nutné uvažovat s tím, že nosníková část je namáhána maximálně ve více polohách. Pokud je nosníková část ve vodorovné poloze nabývá maximální ohybový moment M_b .

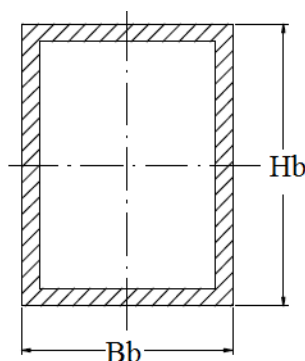
$$M_b = M_{ab} - T_{ab} \cdot b_1 - F_b \cdot b_5$$

$$M_b = -17123 - 10644 \cdot 1,6 - 1079,1 \cdot 0,5 = -34693 [Nm]$$

M_b ...ohybový moment výložníku B[N]

$$W_{ok} = \frac{M_{ab}}{Re} = \frac{34693}{900 \cdot 10^6} = 3,8548 \cdot 10^{-5} [m^3]$$

Volba průřezu závisí na rozměrech profilu výložníku A a na tloušťkách kluzných desek.



Obr. 18 Profil výložníku B

Rozměry profilu:

T_b ... tloušťka plechu $T_b=0,005[m]$

H_b ... výška profilu čelenu A $H_b=0,17[m]$

B_b ... šířka profilu čelenu A $B_b=0,11[m]$

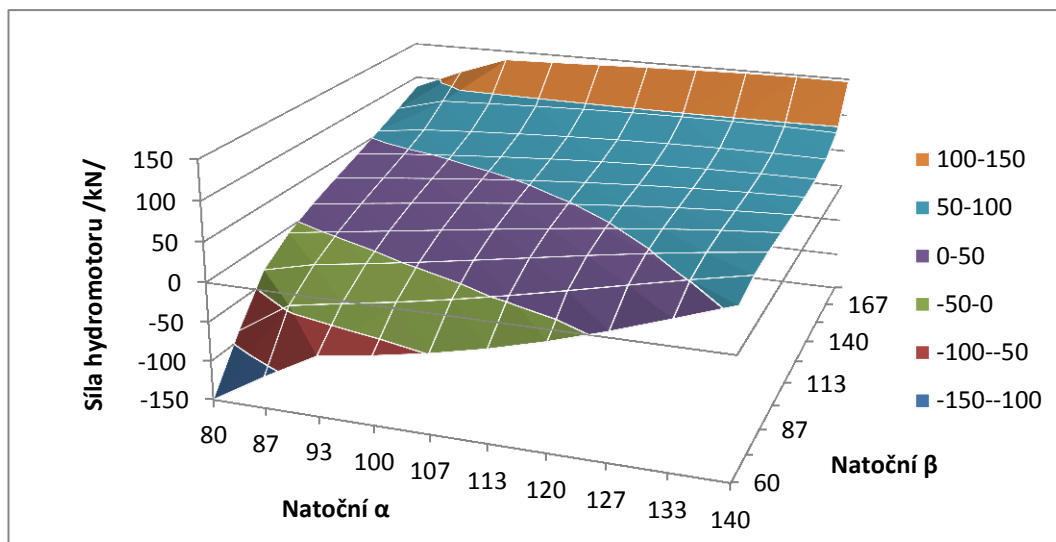
W_{ob} ... návrhový modul průřezu v ohybu $W_{ob}=6,4166 \cdot 10^{-5} [m^3]$

Kontrola:

$$k_b = \frac{W_{ob}}{W_{ok}} = \frac{6,4166 \cdot 10^{-5}}{3,8548 \cdot 10^{-5}} = 3,37 [-]$$

6.3 Volba hydromotoru BC

Pro určení síly hydromotoru jsem vytvořil prostorový graf 3. Jedná se o závislost normálové síly na úhlech α a β (vysunutí je v maximální poloze).



Graf 3 normálová síla působící na hydromotor BC (vysun maximální)

Vzpěr: H_{bcmin} ...vzpěr normálové síly (viz graf 3) $H_{bcmin} = 15000$ [N]

$$H_{bcz} = H_{bcmin} \cdot k_h = 150000 \cdot 1,6 = 240000$$
 [N]

Určení průměru tyče hydromotoru je závislé na vzpěrné pevnosti. Výběr probíhal určením vzpěrné síly H_{bcz} , znalostí zdvihu a použití diagramu vzpěrné pevnosti firmy Hydraulics (viz příloha A).

d_{bc} ...průměr tyče hydromotoru volím $d_{bc} = 0,07$ [m]

Tah: H_{bcmax} ...tah normálové síly na hydromotor (viz graf 3) $H_{bcmax} = 148086$ [N]

$$H_{bct} = H_{bcmax} \cdot k_h = 148086 \cdot 1,6 = 232137$$
 [N]

H_{bct} ... návrhová síla hydromotoru [N]

$$D_{bc} = \sqrt{\frac{4 \cdot H_{bct}}{\pi \cdot P}} + d_{bc}^2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 232137}{\pi \cdot 2 \cdot 10^7}} + 0,07^2 = 0,145$$
 [m]

Z důvodu znalosti standartních rozměrů a spektra zatížení volím menší rozměr.

D_{bc} ... průměr pístu hydromotoru $D_{bc} = 0,14$ [m]

Hydromotor volím:

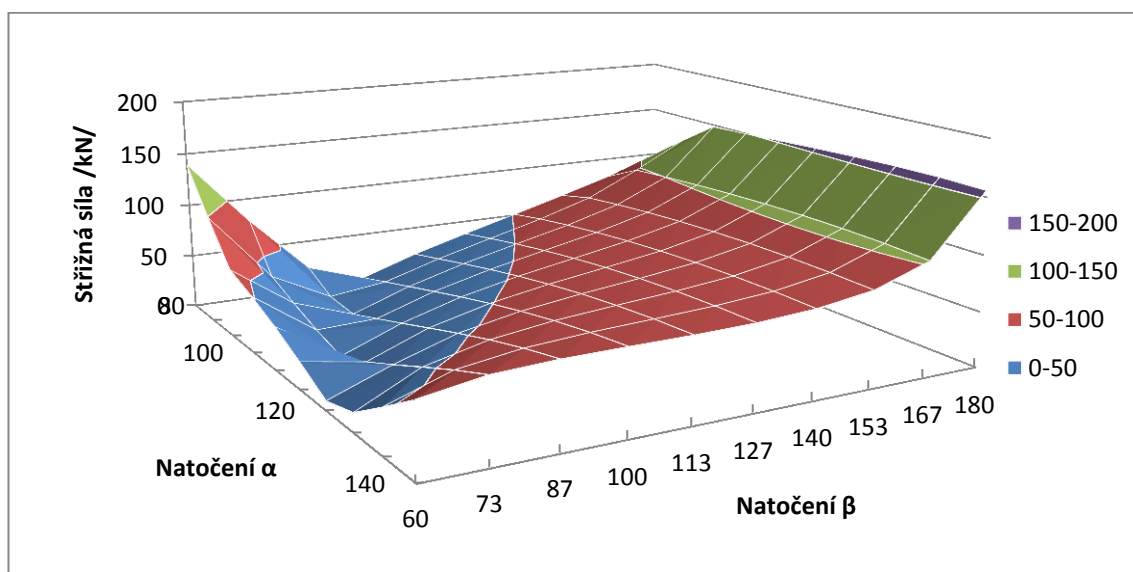
ZH1 - 140/70 x 866 – R (rozměry viz Příloha B).

6.4 Výpočet průměru čepu BC

Čep spojující výložníky B a C je namáhán především na stříh. Pro výpočet střížné síly je potřeba vypočítat výslednou hodnotu reakce působící na čep. Pro vyřešení reakce ve všech polohách jsem sestavil graf 4 vyhodnocující změnu střížné síly na měnících se parametrech α , β (výsun je konstantní a maximálním).

$$F_{bc} = \sqrt{F_{xbc}^2 + F_{ybc}^2}$$

F_{bc} ... síla působící na čep spojující výložníky B a C [N]



Graf 4 Výsledná síla působící na čep BC (výsun je maximální)

Výpočet průměru:

$$d_{cbc} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{bcmax} \cdot k_c}{Rm \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 156709 \cdot 5}{900 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,034 [m]$$

F_{bcmax} ... maximální síla působící na čep BC (viz graf 4) $F_{bcmax}=156709 [N]$

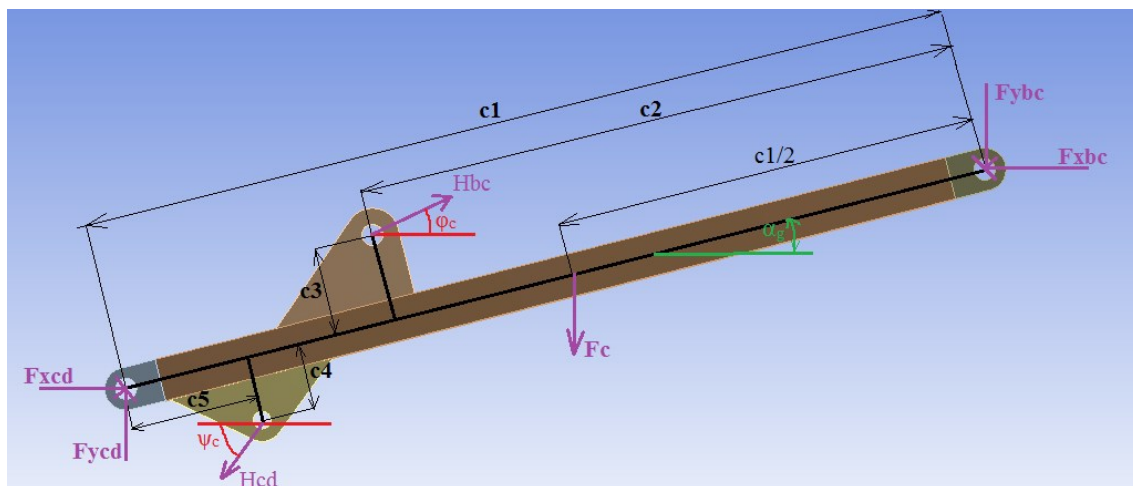
k_{c5} ... návrhový koeficient bezpečnosti proti přestřihnutí $k_{c5}= 5 [-]$

d_{cbc} ... návrhový průměr čepu spojující výložníky B a C [m]

Průměr čepu volím nejbližší vyšší a to 35 mm.

7 Návrh a výpočet výložníku C

Uvolnění výložníku C je na obrázku 19. Obrázek je doplněn o základní rozměry. Člen C uvažují jako absolutně tuhé rovinné těleso. Pro které lze sestavit tři rovnovážné rovnice pro určení neznámých složek reakcí. Těleso výložníku C lze geometricky rozdělit na nosník a dvě rovinné desky, jejichž geometrii je možné upravit.



Obr. 19 Uvolnění výložníku C

$$H_{cd} = \frac{F_{ybc} \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_g + F_{xbc} \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_g - H_{bc} \cdot \cos \varphi_c [(c_1 - c_2) \cdot \sin \alpha_g + c_3 \cdot \cos \alpha_g] - F_c \cdot \frac{c_1}{2} \cdot \cos \alpha_g + H_{bc} \cdot \sin \varphi_c [(c_1 - c_2) \cdot \cos \alpha_g - c_3 \cdot \sin \alpha_g]}{\cos \psi_c \cdot (c_5 \cdot \sin \alpha_g - c_4 \cdot \cos \alpha_g) + \sin \psi_c \cdot (c_5 \cdot \cos \alpha_g + c_4 \cdot \sin \alpha_g)}$$

$$F_{xcd} = H_{cd} \cdot \cos \psi_c - H_{bc} \cdot \cos \varphi_c + F_{xbc}$$

$$F_{ycd} = H_{cd} \cdot \sin \psi_c - H_{bc} \cdot \sin \varphi_c + F_{ybc} + F_c$$

Neznámé reakce na výložníku C:

H_{cd} ...normálová síla působící v ose hydromotoru CD [N]

F_{xcd} ...složka síly působící na čep CD (v ose x) [N]

F_{ycd} ...složka síly působící na čep CD (v ose y) [N]

Vlastní tíha C:

$$F_c = (m_c + m_{bc}) \cdot g = (100 + 110) \cdot 9,81 = 2060,1 \text{ [N]}$$

F_c ...tíha členu C [N]

m_c ...návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku

$m_b = 100 \text{ [kg]}$

m_{bc} ...návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru

$m_{bc} = 110 \text{ [kg]}$

c_2 ...rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu B, C) $c_2=1,719[m]$

c_3 ...rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu B, C) $c_3=0,25[m]$

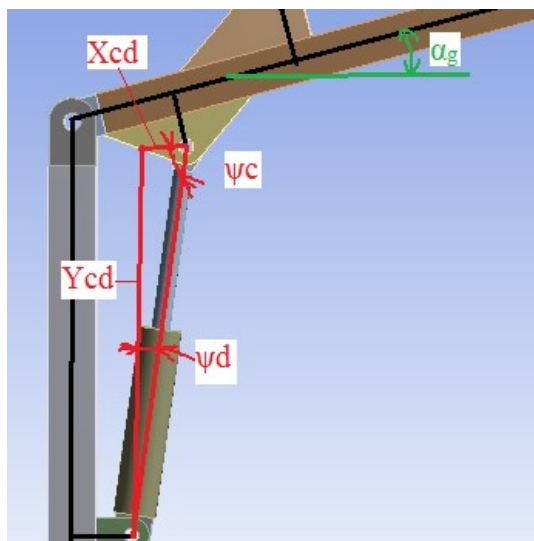
c_4 ...rozměr členu C (ovlivňuje možnosti natočení členu C, D) $c_4=0,18[m]$

c_5 ...rozměr členu C(ovlivňuje možnosti natočení členu C, D) $c_5=0,35[m]$

ψ_c ...úhel natočení hydromotoru CD vůči ose x $[\circ]$

7.1 Výpočet úhlů natočení hydromotoru CD

Pro výpočet natočení je nezbytné znát parametry výložníků, které ovlivňují natočení (c_4 , c_5 , d_2 , d_3 , α_g). Z parametrů lze dopočítat kolmé strany trojúhelníku (viz obrázek 20) a následně vypočítat natočení hydromotoru CD.



Obr. 20 Schéma výpočtu natočení hydromotoru CD

$$x_{cd} = -d_3 + c_5 \cdot \cos \alpha_g + c_4 \cdot \sin \alpha_g$$

$$y_{cd} = d_2 + c_5 \cdot \sin \alpha_g - c_4 \cdot \cos \alpha_g$$

$$\psi_c = \arctg \frac{y_{cd}}{x_{cd}}$$

$$\psi_d = 90 - \psi_c$$

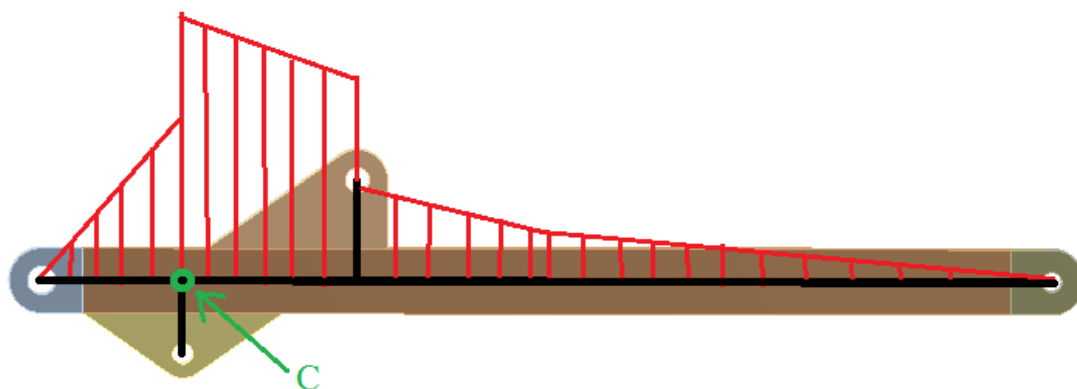
x_{cd} ...délka trojúhelníku rovnoběžná s osou x $[m]$

y_{cd} ... délka trojúhelníku rovnoběžná s osou y $[m]$

ψ_d ...úhel natočení hydromotoru CD vůči ose y $[\circ]$

7.2 Výpočet profilu nosníkové části výložníku C

Pro výpočet nosníkové části výložníku jsem vypočítal průběh ohybových momentů. V bodě C, viz obrázek 21, vzniká maximální ohybový moment, pro nějž jsem sestavil rovnici určující potřebný modul odporu průřezu v ohybu. Pro další zpřesnění jsem sestavil prostorový graf 5. Tento popisuje závislost ohybového momentu v místě C na parametrech polohy ramene, natočení α a β (výsun je maximální).

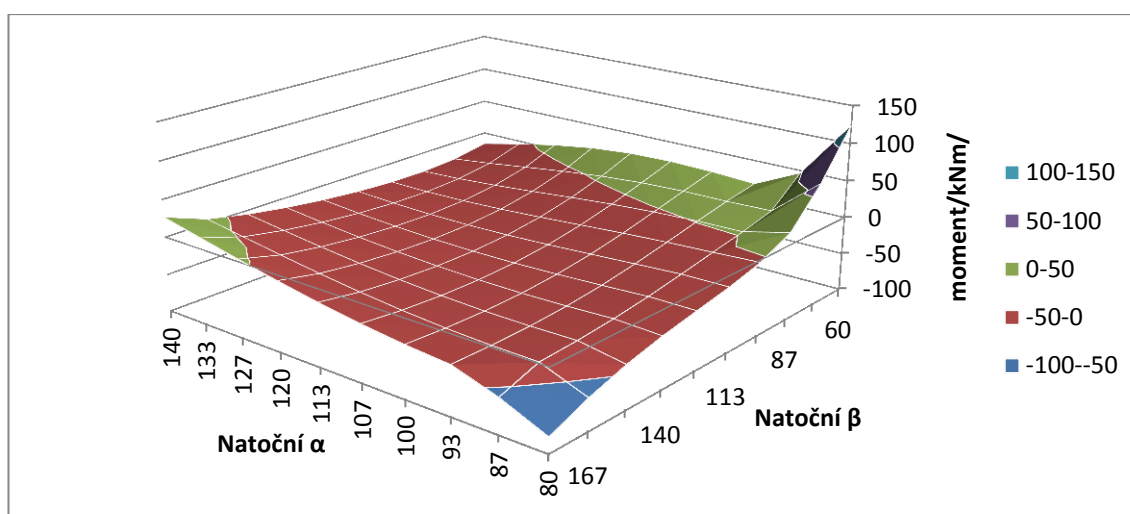


Obr. 21 Průběh ohybových momentů na výložníku C (bez měřítka)

Rovnice momentu k bodu C:

$$M_c = (c_1 - c_5) \sin \alpha_g \cdot F_{xbc} - (c_1 - c_5) \cos \alpha_g \cdot F_{ybc} - \left(\frac{c_1}{2} - c_5\right) \cos \alpha_g \cdot F_c \\ + [(c_1 - c_2 - c_5) \cdot \cos \alpha_g - c_3 \cdot \sin \alpha_g] \sin \varphi_c \cdot H_{bc} - [(c_1 - c_2 - c_5) \\ \cdot \sin \alpha_g + c_3 \cdot \cos \alpha_g] \cos \varphi_c \cdot H_{bc}$$

M_c ...ohybový moment k bodu C [Nm]



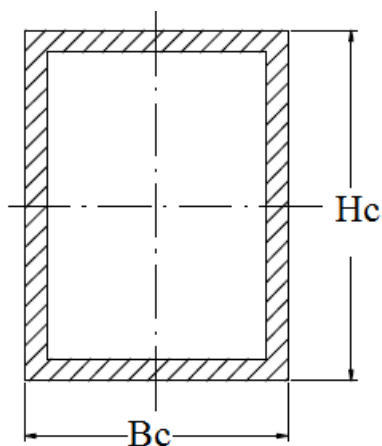
Graf 5 Průběh ohybového momentu v bodě C v závislosti β na natočení úhlů α a

Z grafu 5 lze zjistit, že výložník je nejvíce namáhán v poloze minimálního natočení polohových úhlů. Hodnota maximálního ohybového momentu je 123850 N.

$$W_{ok} = \frac{M_{cmax}}{Re} = \frac{123850}{900 \cdot 10^6} = 1,1376 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

M_{cmax} ... ohybový moment v bodě C

$$M_{cmax} = 123850 [N]$$



Obr. 22 Profil výložníku C

Rozměry profilu C:

T_c ... tloušťka plechu

$$T_c = 0,016 [m]$$

H_c ... výška profilu čelenu C

$$H_c = 0,16 [m]$$

B_c ... šířka profilu čelenu C

$$B_c = 0,10 [m]$$

W_{oc} ... návrhový modul průřezu v ohybu

$$W_{oc} = 1,945 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

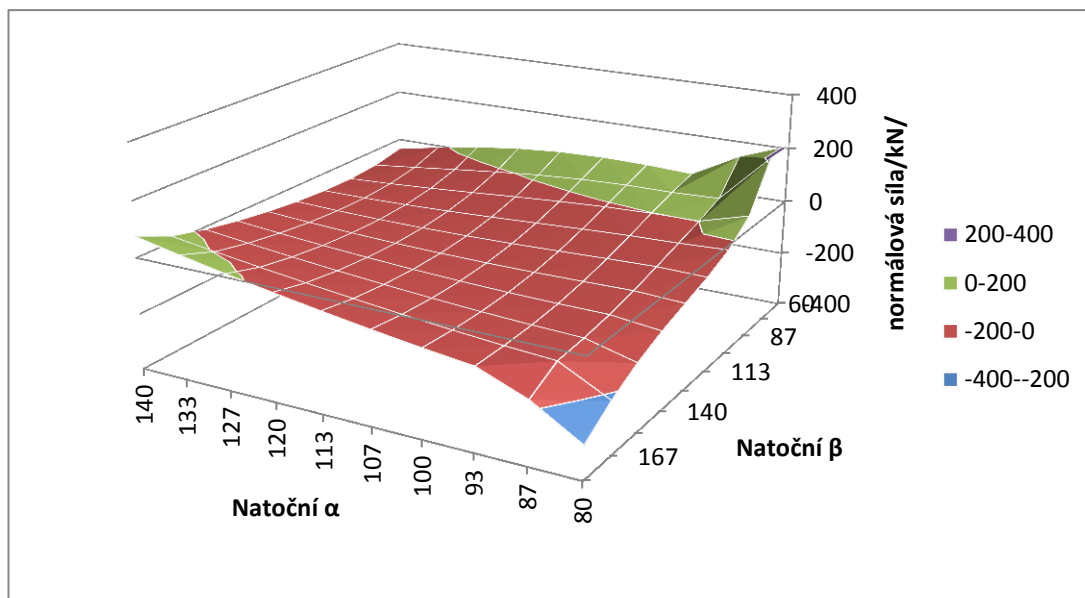
Kontrola:

$$k_c = \frac{W_{oc}}{W_{ok}} = \frac{1,945 \cdot 10^{-4}}{1,1376 \cdot 10^{-4}} = 1,41 [-]$$

k_c ... koeficient bezpečnosti [-]

7.3 Volba hydromotoru CD

Podobně jako u hydromotoru BC jsem vytvořil prostorový graf 6. Závislosti rovnovážné síly v ose hydromotoru v závislosti na natočení α a β .



Graf 6 Normálové síly hydromotoru CD (výsun je maximální)

Vzpěr: H_{cdmin} ...vzpěr od normálové síly (viz graf 3) $H_{cdmin} = 212026 \text{ [N]}$

$$H_{cdz} = H_{cdmin} \cdot k_h = 212026 \cdot 1,6 = 339241 \text{ [N]}$$

Určení vnitřního průměru hydromotoru je závislé na velikosti H_{cd} , výběr probíhal na základě znalosti vzpěrné síly H_{cdz} znalostí zdvihu a použitím diagramu vzpěrné pevnosti firmy Hydraulics (viz příloha A).

d_{cd} ...průměr tyče hydromotoru volím $d_{cd} = 0,02 \text{ [m]}$

Tahová síla hydromotoru CD nebude pro požadovanou funkci mechanismu potřebná. Proto vnitřní průměr hydro-válce vypočítám z velikosti tlačné síly H_{cdz} .

$$D_{cd} = \sqrt{\frac{4 \cdot H_{cdz}}{\pi \cdot P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 339241}{\pi \cdot 2 \cdot 10^7}} = 0,146 \text{ [m]}$$

Z důvodu standartních rozměrů a spektra zatížení volím větší rozměr.

D_{cd} ... průměr pístu hydromotoru $D_{cd} = 0,16 \text{ [m]}$

Hydromotor volím:

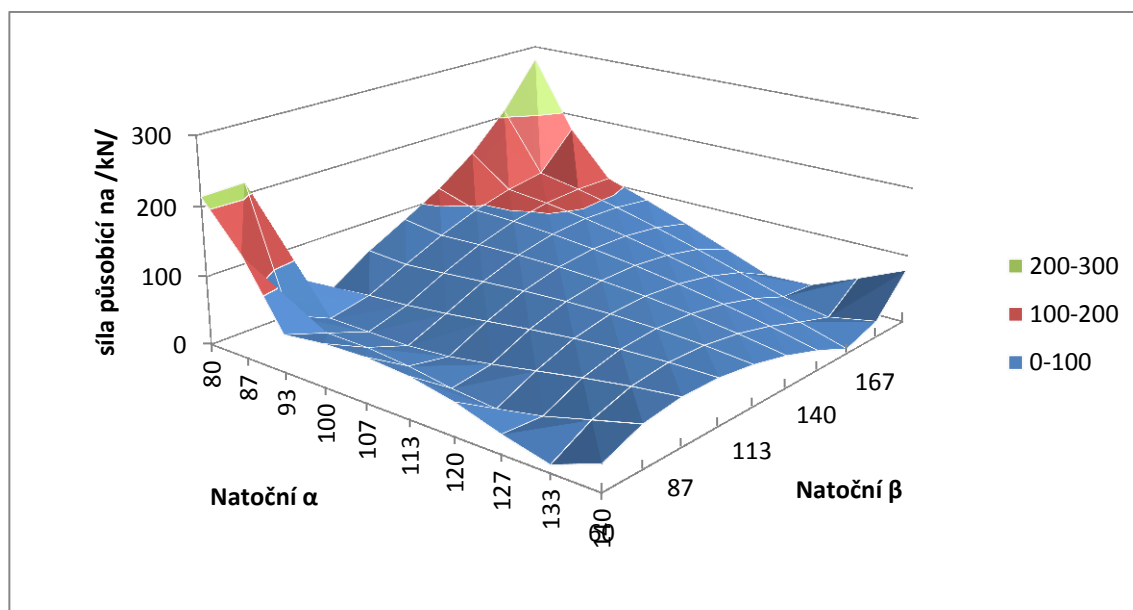
ZH1 - 160/100 x 866 – R (rozměry viz Příloha B).

7.4 Výpočet průměru čepu CD

Čep spojující výložník C a sloup D je rozhodujícím způsobem namáhán na střih. Výpočet výsledné střížné síly je řešen podobně jako pro čep BC pomocí vektorového součtu pravoúhlých složek. Dál jsem, sestavil prostorový graf 7 vyhodnocující průběh střížné síly v závislosti na úhlech natočení α a β .

$$F_{cd} = \sqrt{F_{xcd}^2 + F_{ycd}^2}$$

F_{cd} ... výsledná síla na čepu CD [N]



Graf 7 Spektrum výsledné střížné síly na čepu CD (výsun je maximální)

Výpočet průměru:

$$d_{cd} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{cdmax} \cdot k_d}{Rm \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 279605 \cdot 5}{900 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,0705 [m]$$

F_{cdmax} ... maximální síla působící na čep BC (viz graf 4) $F_{cdmax}=279605 [N]$

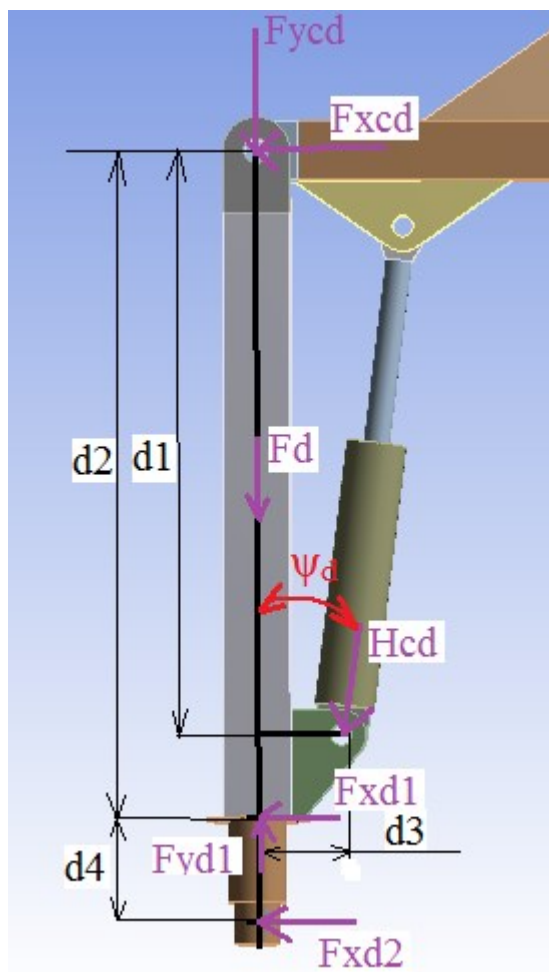
k_{ds} ... návrhový koeficient bezpečnosti proti přestřihnutí $k_{cs}= 4 [-]$

d_{cd} ... návrhový průměr čepu spojující výložníky B a C [m]

Průměr čepu volím 70 mm.

8 Návrh a výpočet sloupu D

Uvolnění sloupu D je znázorněna na obrázku 23. Obrázek je opět doplněn o základní rozměry. Sloup považuji za absolutně tuhé těleso, které lze rozdělit na tři části. Jedná se o rovinnou desku a nosník částečně obdélníkového průřezu a částečně kruhového průřezu. Kruhový profil je konstrukčně vhodnější pro umístění ložisek. Ložiska přenášejí jak radiální tak axiální sílu. Pro výpočet uvažuji, že ložisko 2 nepřenáší axiální sílu, čímž se dosáhne statické určitosti členu D.



Obr. 23 Uvolnění sloupu D

Vazbové reakce pro určení reakcí ložisek:

$$F_{xd2} = \frac{H_{cd} \cdot \cos\psi_d \cdot d_3 - F_{xcd} \cdot d_1 - H_{cd} \cdot \sin\psi_d \cdot (d_1 - d_2)}{d_4}$$

$$F_{xd1} = -F_{xd2} - H_{cd} \cdot \sin\psi_d - F_{xcd}$$

$$F_{yd1} = F_{ycd} + H_{cd} \cdot \cos\psi_d + F_d$$

F_{xd2} ...radiální síla v ložisku 2 [N]

F_{xd1} ...radiální síla v ložisku 1 [N]

F_{yd1} ...axiální síla v ložisku 1 [N]

Rozměry sloupu D:

d_2 ...rozměr členu D (ovlivňuje možnost natočení členů C D) $d_2=1,4$ [m]

d_3 ... rozměr členu D (ovlivňuje možnost natočení členů C D) $d_3=0,2$ [m]

d_4 ...rozměr členu D (ovlivňuje volbu ložisek) $d_4=0,3$ [m]

Vlastní tíha členu D:

$$F_d = (m_d + m_{hcd}) \cdot g = (100 + 110) \cdot 9,81 = 2060,1 \text{ [N]}$$

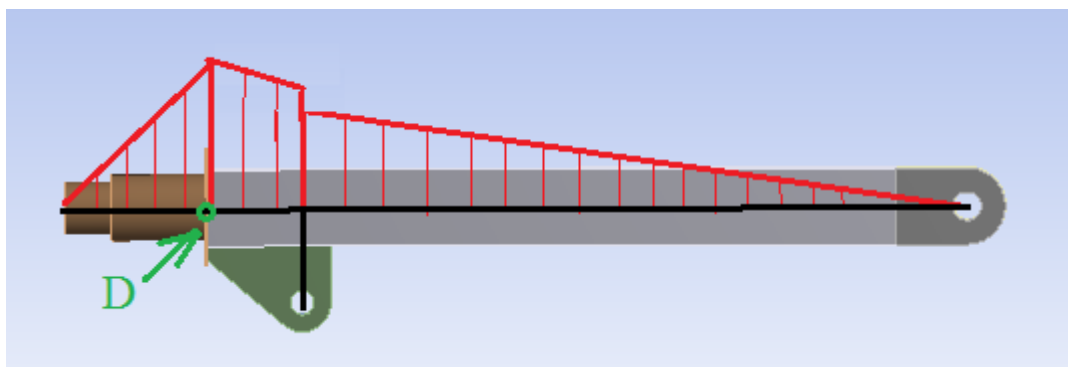
F_d ...tíha členu D [N]

m_d - návrhová hmotnost hydraulického prodloužení výložníku $m_b = 100$ [kg]

m_{hcd} - návrhová hmotnost přímočarého hydromotoru $m_{hbc} = 110$ [kg]

8.1 Volba profilu sloupu D

Sloup je namáhán na ohyb a na, vzpěr. Pro výpočet je, nutné najít maximálně zatížený bod viz obrázek 24.

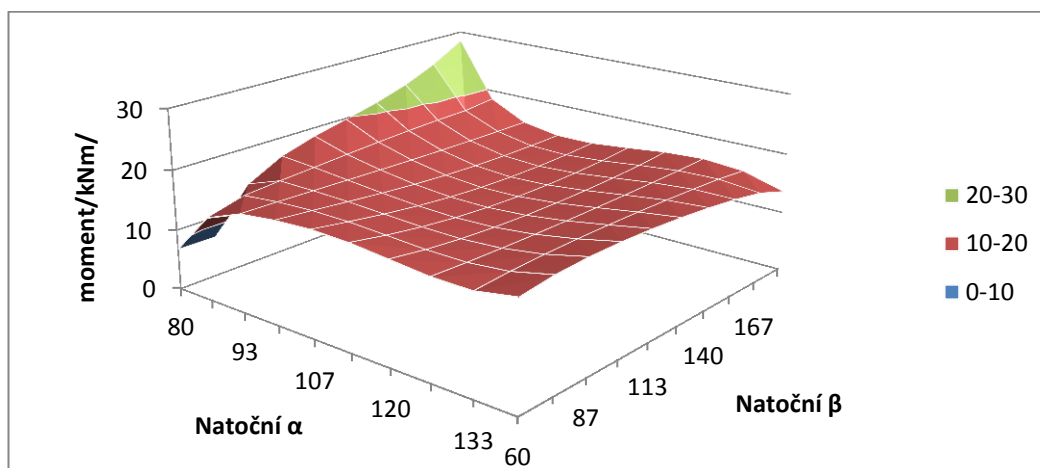


Obr. 24 Průběh ohybových momentů na sloupu D

Rovnice momentu k bodu D:

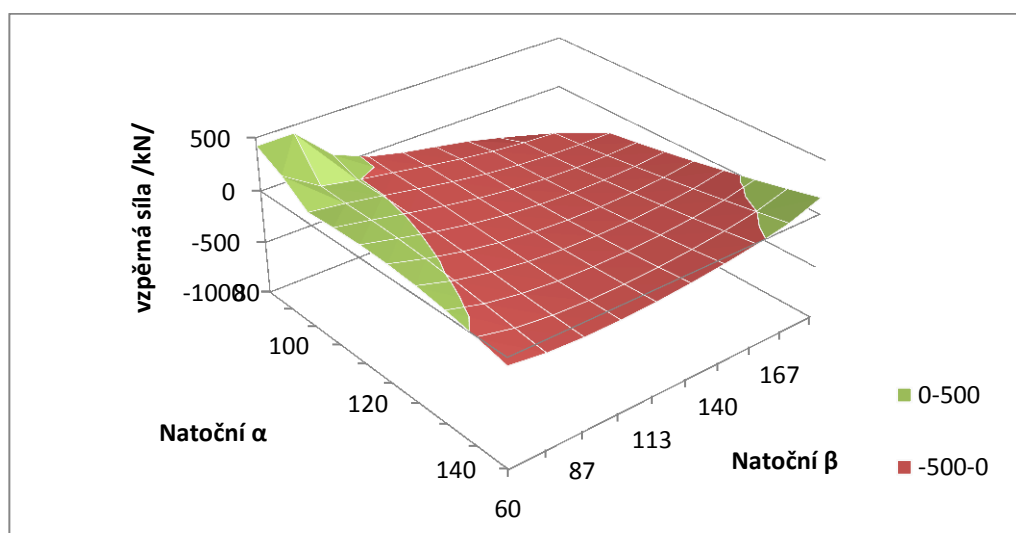
$$M_d = F_{xcd}d_1 + H_{cd}(d_1 - d_2) \sin \psi_d - H_{cd}d_3 \cos \psi_d$$

Pro průběh ohybového momentu bodu D jsem sestavil prostorový graf 8. Jde opět o závislost ohybového momentu na úhlech α a β (výsun je v maximální poloze).



Graf 8 Průběh ohybového momentu k bodu D

Hodnota vzpěrné síly v bodě D odpovídá přímo velikosti F_{yd1} , což je axiální složky síly.



Graf 9 Průběh axiální reakce síly F_{yd1} (výsun je maximální)

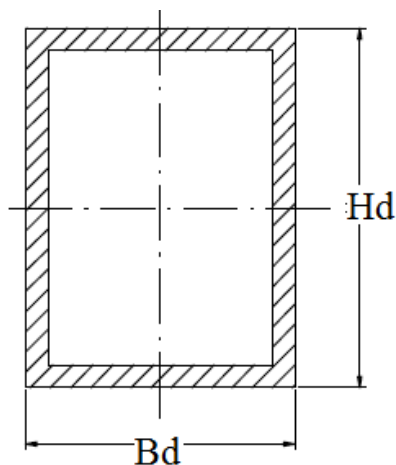
Z grafu 8 a 9 lze pozorovat, že sloup je nejvíce namáhán v poloze minimálního natočení obou úhlů. Hodnota maxima ohybového momentu je 28331 Nm. Hodnota normálové síly je 560433 N.

M_{dmax} ...maximu ohybového momentu

$$M_{dmax} = 28331 [\text{Nm}]$$

F_{yd1max} ...maximum vzpěrné síly

$$F_{yd1max} = 560443 [\text{N}]$$



Obr. 25 Profil sloupu D

Rozměry profilu:

T_d ... tloušťka plechu $T_d=0,012[m]$

H_d ... výška profilu členu D $H_c=0,15[m]$

B_d ... šířka profilu členu D $B_c=0,13[m]$

W_{od} ... návrhový modul odporu průřezu v ohybu $W_{od}=1,777 \cdot 10^{-4}[m^3]$

S_d ... plocha profilu $S_d=0,0052[m^2]$

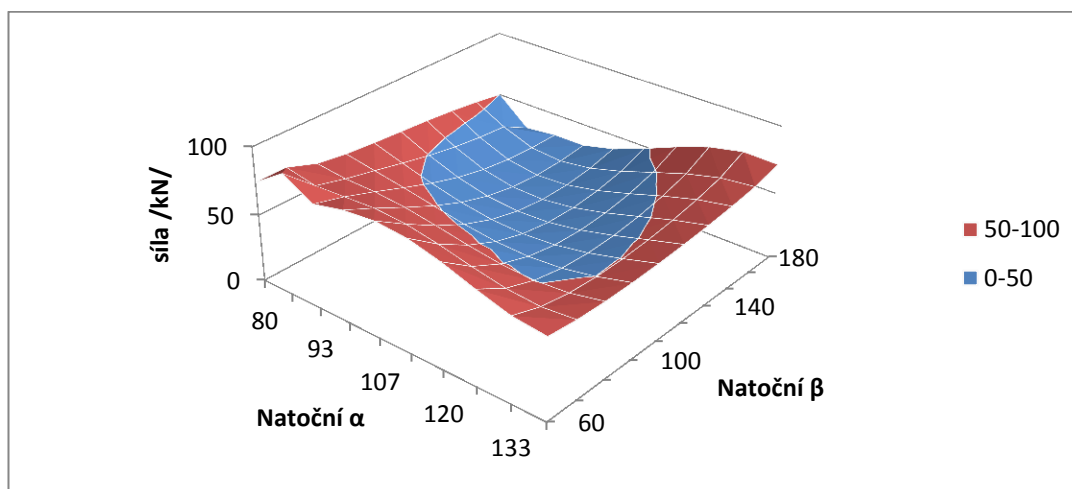
Kontrola:

$$k_d = \frac{Rm}{\frac{F_{yd1max}}{S_d} + \frac{M_{dmax}}{W_{od}}} = \frac{900 \cdot 10^6}{\frac{560443}{0,0052} + \frac{28331}{1,777 \cdot 10^{-4}}} = 3,36 [-]$$

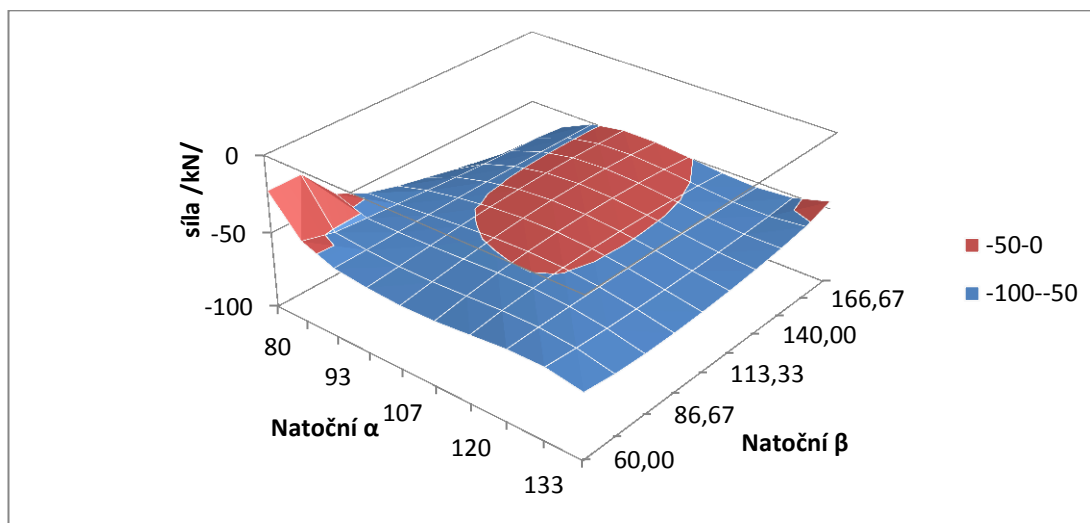
k_d ...koeficient bezpečnosti [-]

8.2 Návrh ložiskové části sloupu D

Ložiska sloupu jsou namáhána radiální i axiální silou. V prvním ložisku jsem vypočítal reakce F_{yd1} a F_{xd1} . Opět sem sestavil prostorové grafy popisující závislost síly na natočení α , β (výsun je maximální). Z důvodu idealizace reakce pro statický výpočet rovnovážných rovnic jsem spočetl radiální reakci F_{xd2} a sestavil prostorový graf 11. Axiální sílu druhého ložiska můžeme zanedbat z důvodu zjednodušení výpočtu.



Graf 10 Závislost radiální síly F_{xd1} v prvním ložisku (výsun maximální)

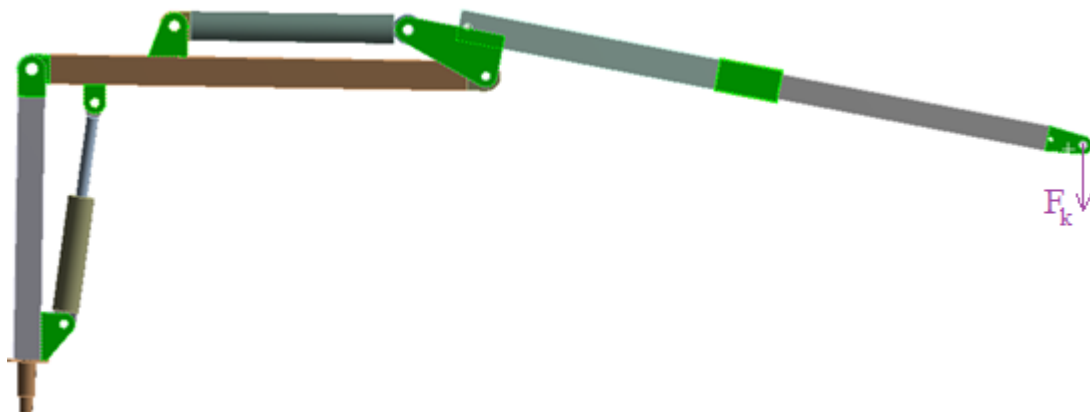


Graf 11 Závislost radiální síly F_{xd2} v druhém ložisku (výsun je maximální)

Pro určení vnitřních průměrů ložisek je nutné znát pracovní cykly zatížení. Pro určení vnitřního průměru ložisek byl použit odborný odhad. Vnitřní průměr prvního ložiska volím 0,08 metrů. Vnitřní průměr druhého pak volím 0,06 metrů.

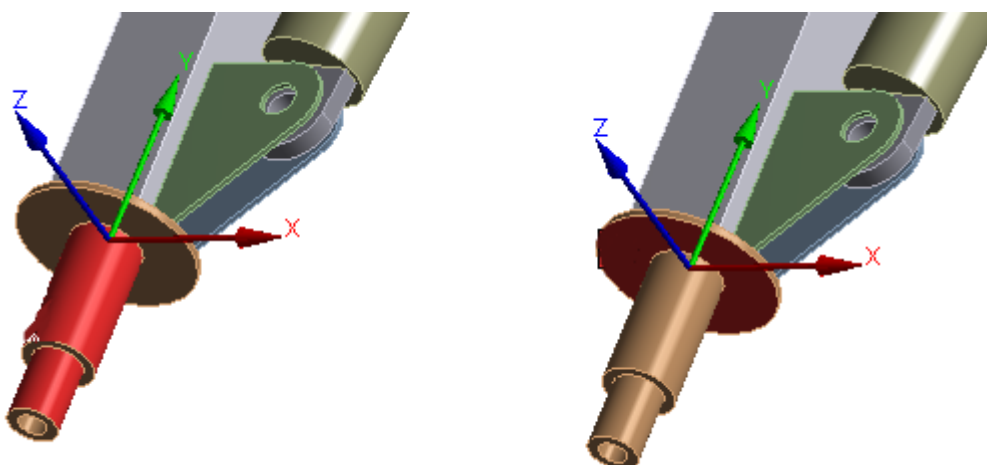
9 Úprava geometrie pomocí MKP

Ze základních rozměrů (a_1 - d_4 , profilů A-D) jsem vytvořil parametrický model hydraulického ramene v modulu Workbench programu ANSYS [13]. Dále jsem upravil tvar ne-nostníkové části hydraulické ruky, viz obrázek 26 (zvýrazněné zeleně). Model byl dále zjednodušen, vymodelován bez zaoblení a bez šroubů zajišťujících kluzné vedení. Čepy byly simulovány jako rovinná kloubová vazba. Hydromory byly nahrazeny absolutně tuhými tělesy (viz kapitola 9.1).



Obr. 26 Neupravený model hydraulické ruky

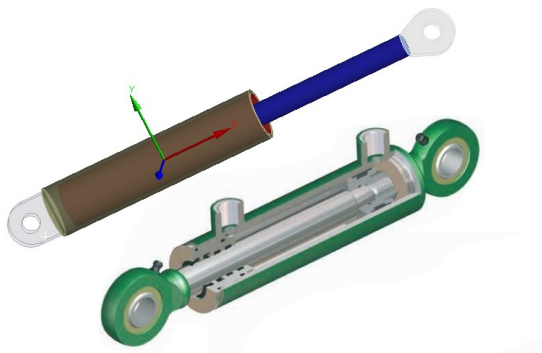
Vytvořený model byl zatěžován silou F_k od tíhy drapáku a neseného dřeva. Dále bylo ve výpočtu uvažováno s gravitačním zrychlením g . V uložení hydraulického ramene bylo simulováno nulové posunutí ve směru x a y viz obrázek 27 (vlevo) a ve směru z (vpravo).



Obr. 27 Uložení sloupu D (červeně plochy se zakázaným posuvem)

9.1 Simulace hydromotorů v MKP

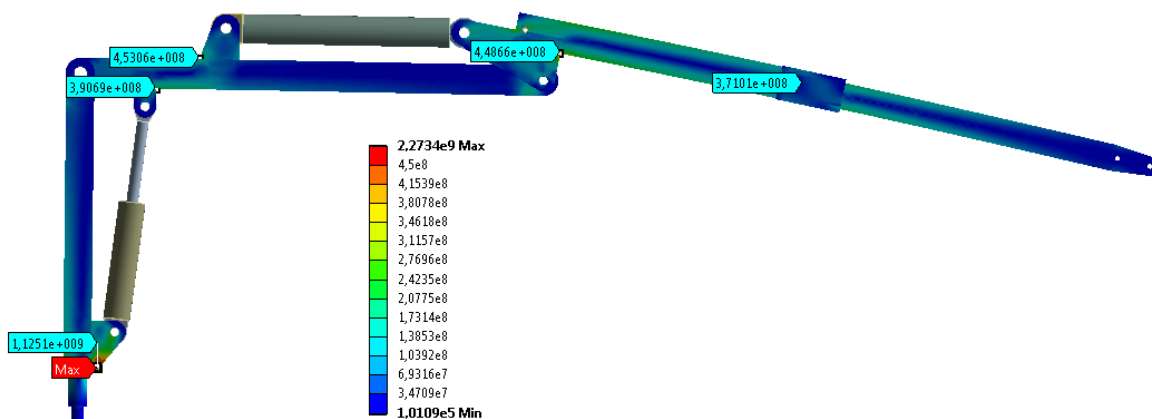
Hydromotor lze rozdělit na dvě základní tělesa tyč a válec. Pro simulaci je zavedena mezi tyto dvě tělesa translační vazba. Na obrázku 28 je zobrazena translační vazba na modelu, která spojuje vnitřní plochu (červeně) válce s vnější plochou pístnice (modře). Translační vazba zajišťuje pohyb ve směru x jenž simuluje pohyb v po normálové ose válce a tyče. Pro zkrácení výpočtového času je vhodné uvažovat s absolutní tuhostí hydromotoru.



Obr. 28 Porovnání hydromotorů nahoře zjednodušený model dole reálný hydromotor

9.2 Základní výpočet

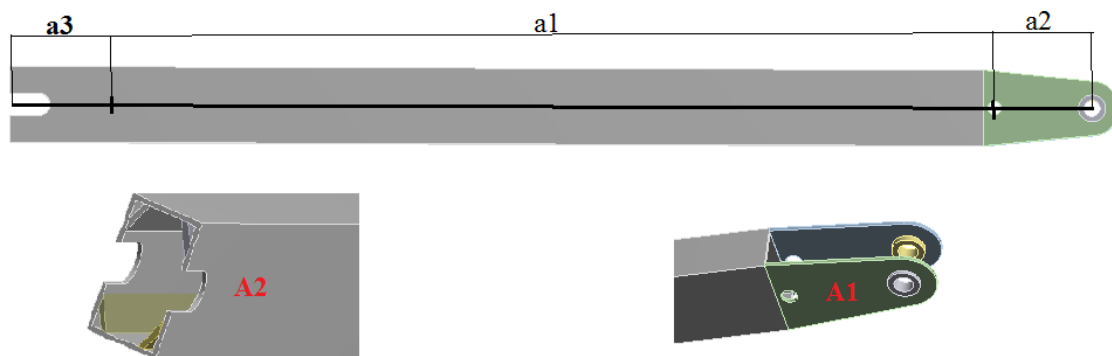
Pro první přiblížení jsem provedl MKP výpočet ve statické poloze pro zjištění redukovaného napětí v celém základním modelu, viz obrázek 29. Maximální napětí jednotlivých částí je zvýrazněno štitky. Jednotlivá maxima částí struktury jsou způsobena volbou tvaru a tloušťky ne-nosníkových částí hydraulické ruky jež je třeba upravit, aby maximální napětí nepřesahovalo polovinu meze kluzu materiálu WELDOX 900.



Obr. 29 Rozložení redukovaného napětí na neoptimalizovaném modelu (jednotky stupnice [Pa])

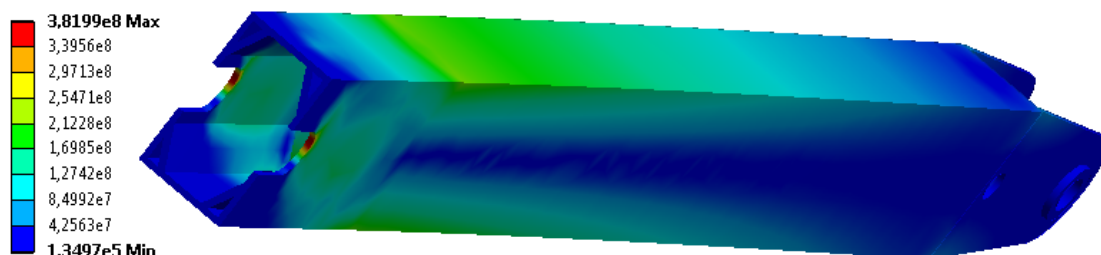
9.3 Úprava geometrie výložníku A

Postupnými úpravami tvaru a rozměrů jednotlivých členů jsem postupně snižoval napětí. Mechanické prodloužení výložníku A (viz obrázek 30) jsem vyztužil z důvodu rozevírání konce A2 a dále jsem upravil tvar konce A1 pro upevnění rotátoru.



Obr. 30 Upravená geometrie výložníku A

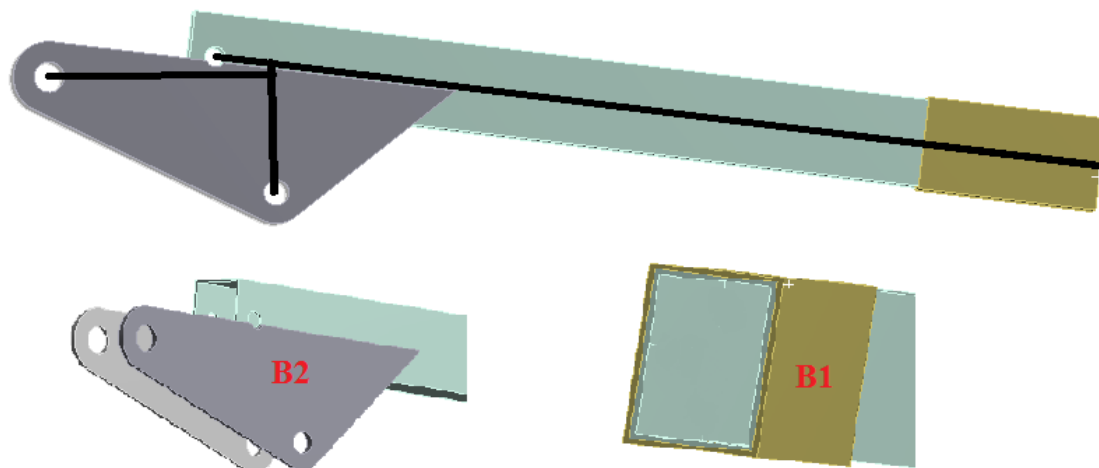
Redukované napětí výložníku jsem kontroloval v nepříznivé poloze, která je shodná s určením profilu výložníku namáhaným momentem M_{ab} ve vodorovné poloze. Napětí, které je, vykresleno na obrázku 31. Napětí je maximální v místě vrubu a nepřesahuje polovinu meze kluzu materiálu.



Obr. 31 Redukované napětí výložníku A v nejvíce nepříznivé poloze dosahuje 382 MPa (jednotky stupnice Pa)

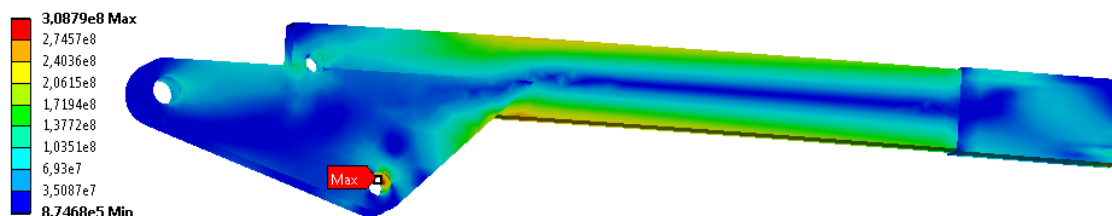
9.4 Úprava výložníku B

Analogický postup jako u výložníku A jsem provedl i u výložníku B, viz obrázek 32. Upravil jsem zvláště ne-nosníkové části, B2 kde jsem zvětšil tloušťku a tvar. Konec B2 jsem musel vyztužit.



Obr. 32 Upravená geometrie výložníku B

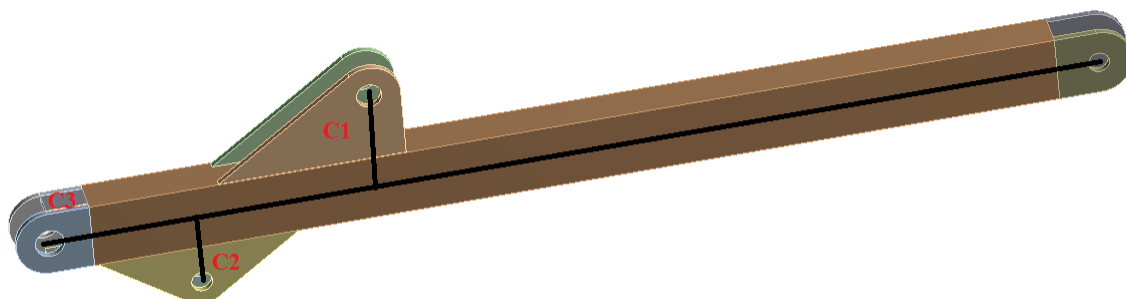
Napětí výložníku B jsem kontroloval, pro nejnepříznivější polohu viz obrázek 33. Redukované napětí dosahovalo maxima v místě otvoru pro spojení výložníku čepem BC. Maximální napětí dosáhlo třetinové hodnoty meze kluzu materiálu.



Obr. 33 Redukované napětí výložníku B v nepříznivé poloze dosahuje hodnoty 309 MPa (jednotky stupnice Pa)

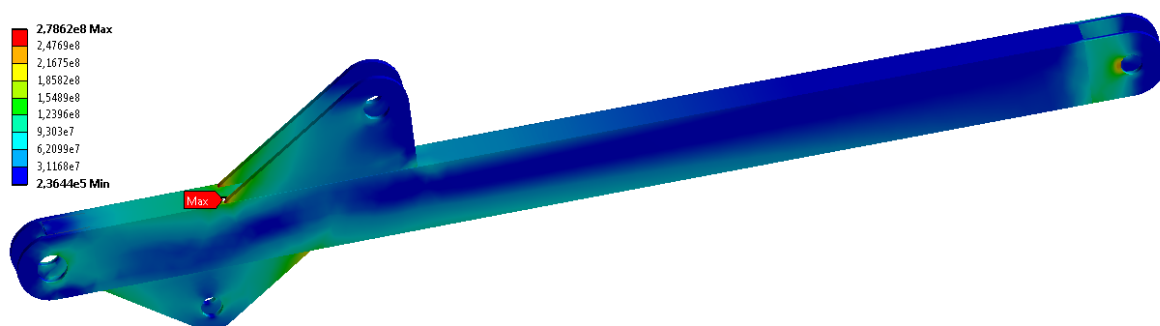
9.5 Úprava výložníku C

U výložníku C jsem upravil ne-nosníkové části viz obrázek 34. U části C1 a C2 jsem upravoval jak rozměry i tloušťku. Místo C3 jsem musel vyztužit z důvodu vysoké hodnoty redukovaného napětí.



Obr. 34 Upravená geometrie výložníku C

V nejvíce nepříznivé poloze jsem kontroloval průběh redukovaného napětí. Maximum napětí se nacházelo ve spojení části C1 a základní nosníkové části výložníku, dosahovalo kde 279 MPa.



Obr. 35 Redukované napětí výložníku C, maximum 279MPa (jednotky stupnice Pa)

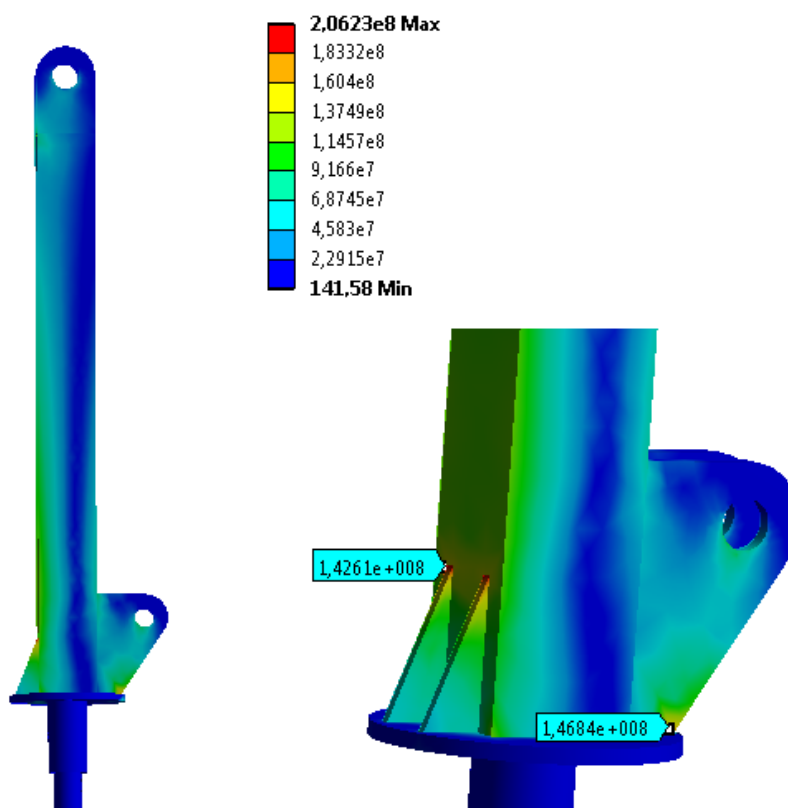
9.6 Úprava sloupu D

Sloup D jsem upravoval v místě D2 zvětšením tloušťky ne-nosníkové části, viz obrázek 36.



Obr. 36 Upravená geometrie sloup D

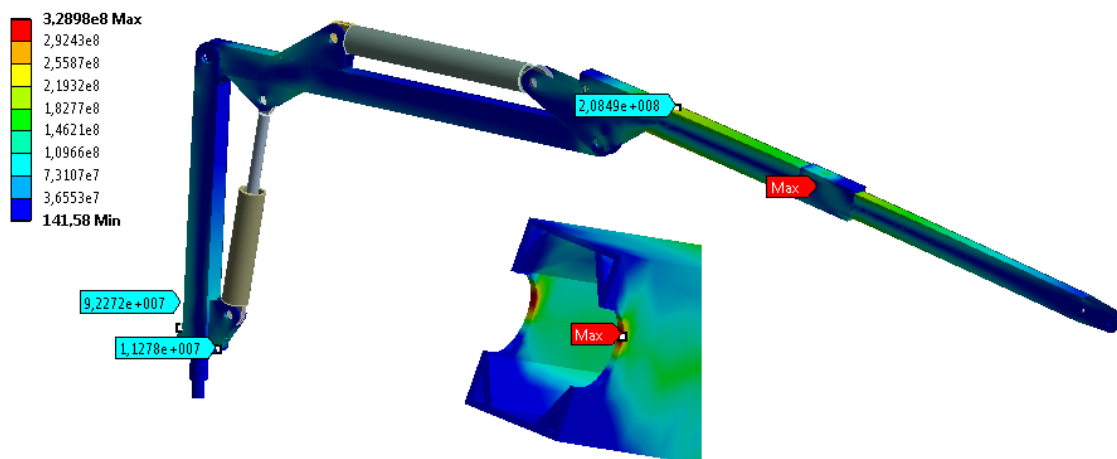
Výpočet redukovaného napětí sloupu D v nepříznivé poloze poukázal na místo přechodu tvaru profilu. Nutnost, použití vzpěr viz obrázek 37, kde maximální napětí dosahovalo 206 MPa.



Obr. 37 Redukované napětí sloupu D (jednotky Pa)

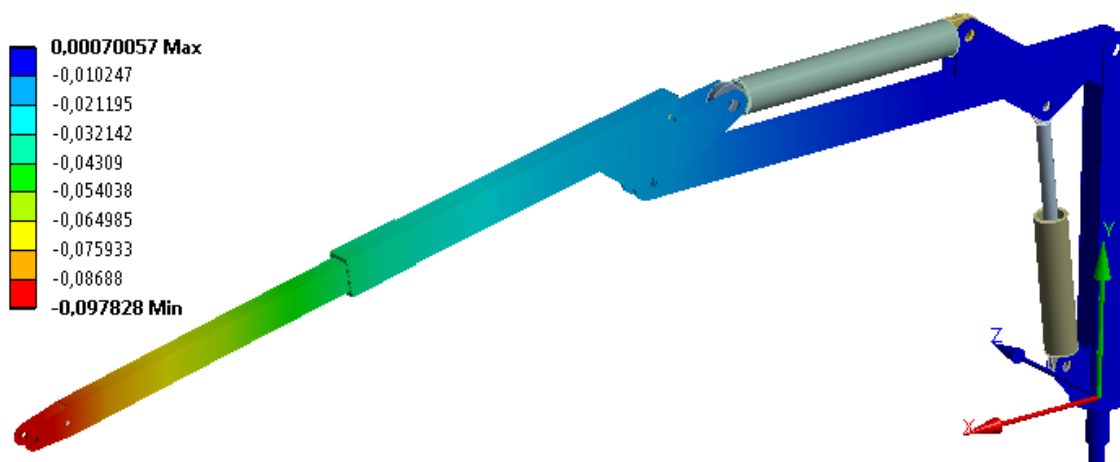
10 Podstatné polohy mechanismu ramene

Kontrola základní polohy hydraulického ramene viz obrázek 38. Z průběhu napětí je výrazné maximum ve vrubu mechanického prodloužení A. Napětí u výložníků dosahuje pouze třetiny meze kluzu.



Obr. 38 Redukované napětí hydraulického mechanismu maximum 325 MPa
(jednotky stupnice [Pa])

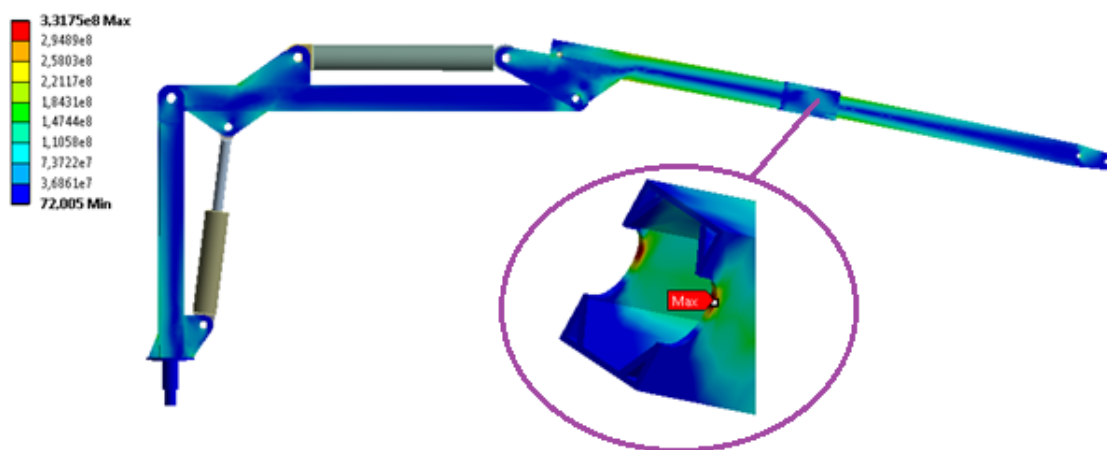
Při zatížení vlastní tíhou a břemenem se rameno vychyluje při maximálním prodloužení, ve směru osy y o -9,8 centimetrů, viz obrázek 39.



Obr. 39 Vychýlení ramene ve směru osy y (jednotky stupnice [m])

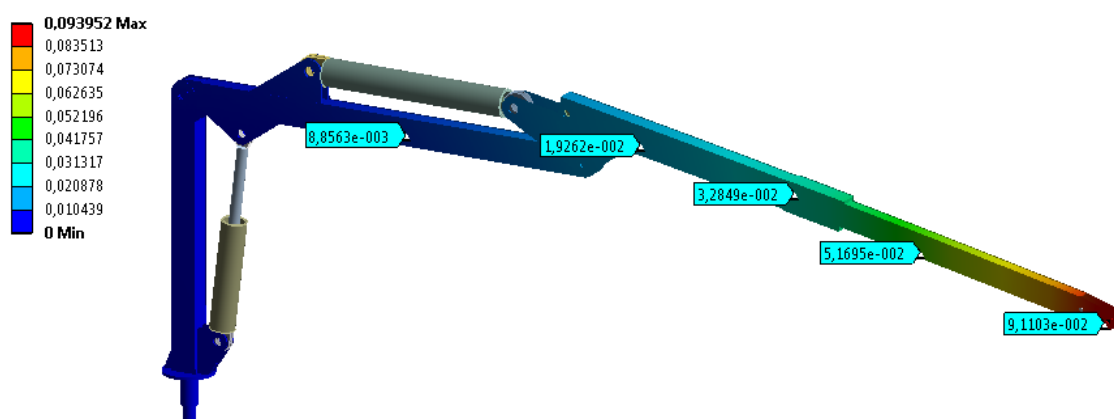
10.1 Simulace naklonění ramene

V lesnictví při použití hydraulického ramene nelze zcela zajistit, aby hydraulická ruka byla ve vodorovné poloze. Naklonění doporučené výrobcí je 5%. Při tomto náklonu nehrozí vznik poruchy. Z porovnání nakloněné polohy (viz obrázek 40) a nenakloněné polohy vyplývá, že nedochází k výrazným změnám napětí v jednotlivých částech mechanismu ramene.



Obr. 40 Redukované napětí nakloněného ramene o 5 stupňů (jednotky Pa)

Při naklonění jsem dále kontroloval výchylku ramene ve směru osy z kdy v místě maximálního prodloužení, dochází k výchylce 9,4 centimetrů, viz obrázek 41.



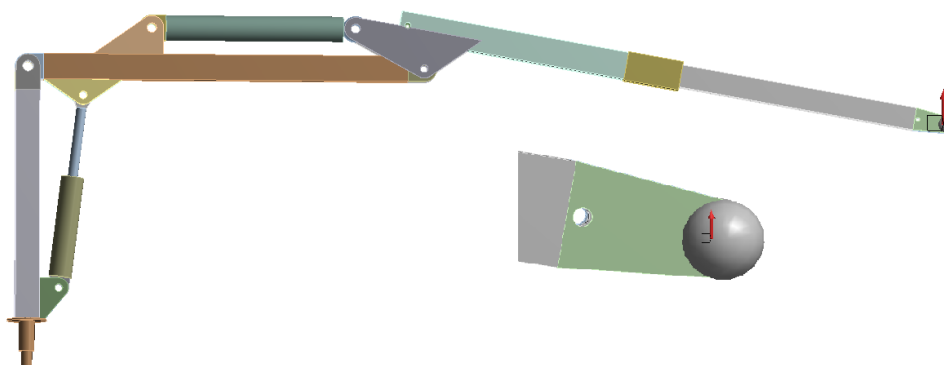
Obr. 41 Vychýlení nakloněného ramene maximální vychýlení 0,094 [m]

11 Analýza kmitání ramene

K nejběžnějšímu rozkmitání hydraulických ramen dochází při zvedání a pouštění břemene. Pohybu hydraulického ramene závisí na zkušenostech obsluhy, na citu při ovládání ventilu. Ke kmitání v tomto případě pak dochází minimálně.

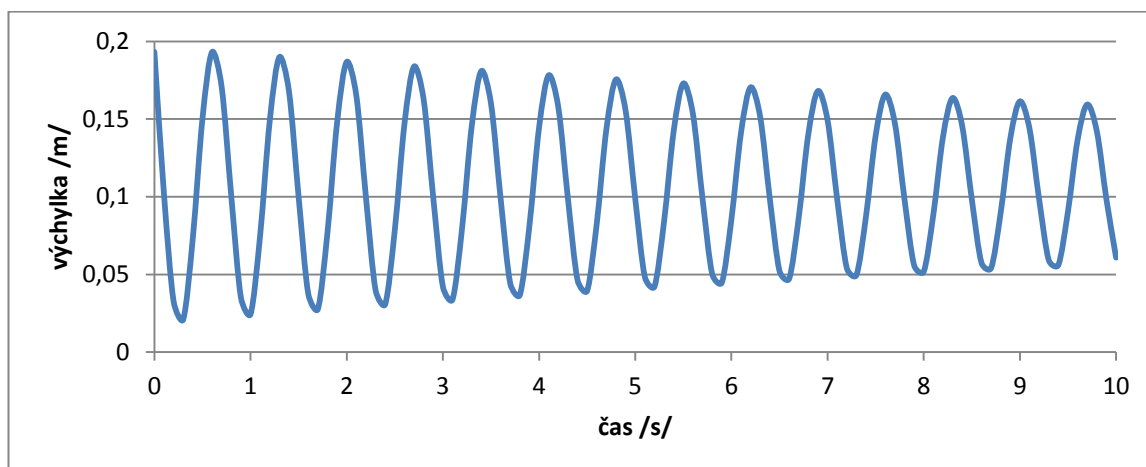
11.1 Kmitání při zvedání

Úpravou statického modelu jsem provedl tak, že v místě závěsu břemena jsem přidal hmotnost břemene m_k . Pro provedení statické rovnovážné polohy jsem vyrovnal účinek hmotností silou F_k v opačném směru než je zavedeno gravitační zrychlení, viz obrázek 42. Hmotnost je zobrazena jako koule. Při zvedání dochází k přerušení rovnovážné polohy, kdy „vyrovnávací“ síla skokově zmizí (cca za 0,1 sekundy).



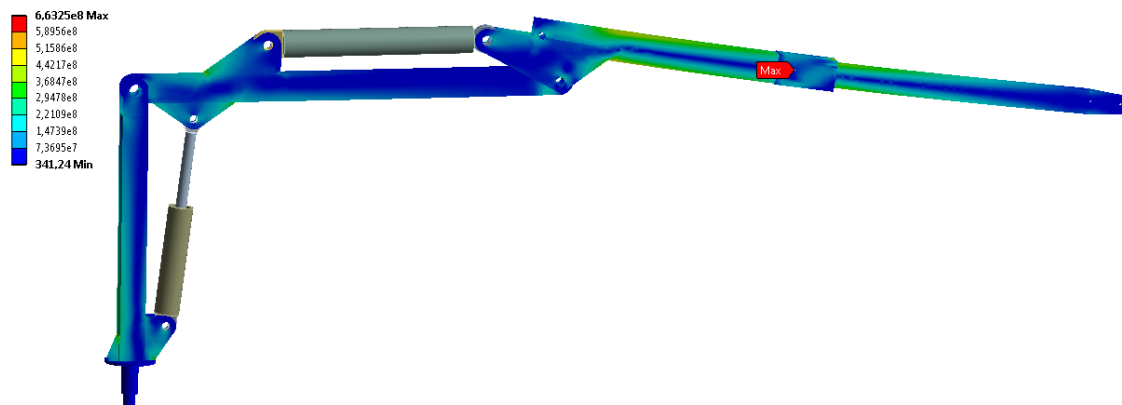
Obr. 42 Zobrazení počáteční polohy při kmitání (simulace zvedání)

K největšímu výkmitu dochází na počátku kmitání. Počáteční výchylka je 0,2 metrů ve směru y. Pro porovnání kmitání jsem sestavil, kmitání v průběhu 10 sekund od počátku rozkmitu zvedáním viz graf 10.



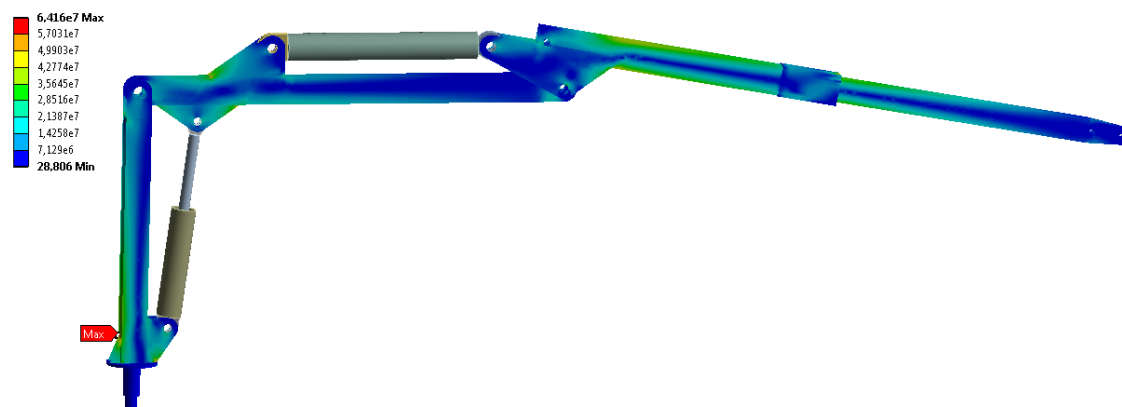
Graf 10 Rozkmitu hydraulického ramene při zvedání

Redukované napětí se během kmitání mění. Pro porovnání maximálního napětí je vhodné uvažovat dva stavy zatížení kdy výchylka závěsu břemene je maximální a minimální. Maximální výchylka je v počátku kmitání, viz graf 10. Při maximální výchylce je nejvíce namáhaná část vrubu výložníku A napětí nabývá hodnoty 663MPa.



Obr. 43 Redukované napětí v čase $t=0,01$ s (jednotky Pa)

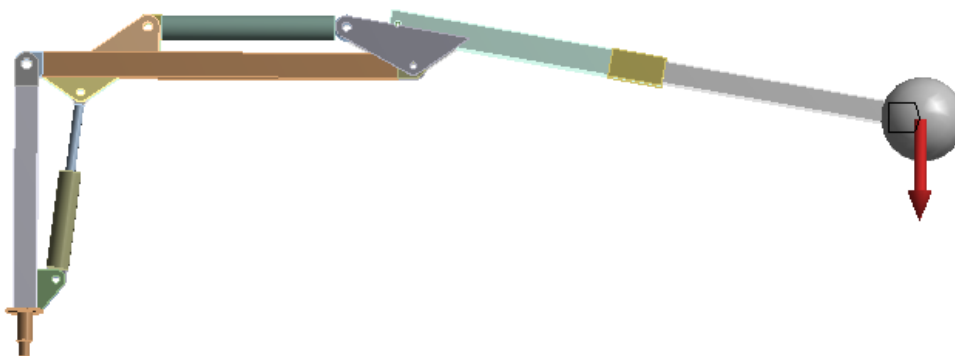
Minimální výchylka nastává v čase kmitání 0,3 sekund, viz graf 10. Maximální redukované napětí je při výchylce 643 MPa v místě vzpěry sloupu D.



Obr. 44 Redukované napětí v čase $t=0,3$ s (jednotky Pa)

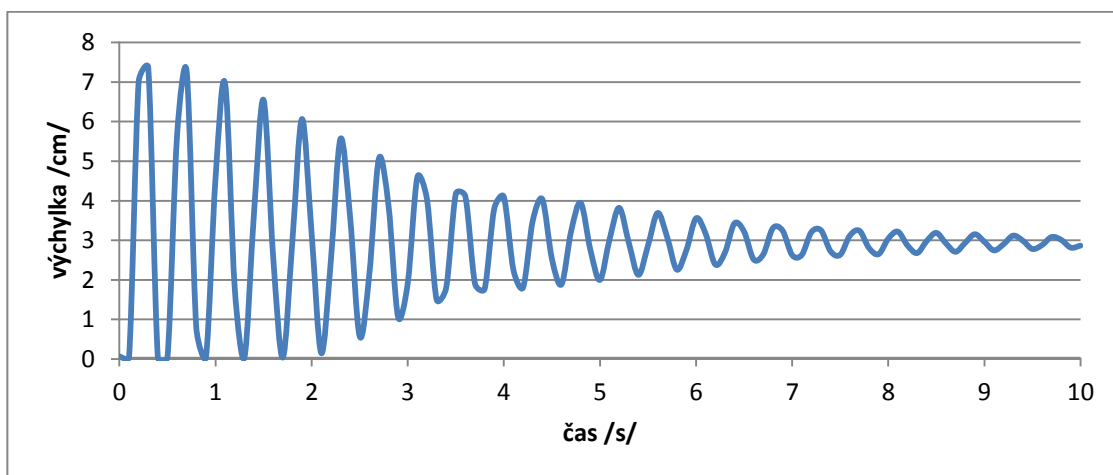
11.2 Kmitání při pouštění břemene

Při vykládce „klad dřeva“ dochází k rozkmitání ramene a části břemene úchopového zařízení. Pro nastavení počátečního stavu jsem v místě čepu pro břemeno přidal hmotnost úchopového zařízení 200kg a ekvivalentní tíhu odpovídající tíze F_k . Po předeptnutí jsem skokově odstranil ekvivalentní tíhu.



Obr. 45 Počáteční nastavení kmitání při pouštění břemene

Největší výchylka je při počátku kmitání, viz graf 11. Podobně jako v kapitole 11.1 jsem sestavil graf kmitání během 10sekund od počátku kmitání.



Graf 11 Kmitání při upuštění břemene

11.3 Porovnání kmitání

Porovnáním grafů výchylek kmitání 10 a 11. Lze vypořovat, že při zvedání dochází k největšímu rozkmitání mechanismu ramene. Za dobu 10 sekund dochází u zvedání k útlumu kmitání pomaleji než při spuštění části břemene. Rozdíl je způsoben kmitající hmotou rozdílných břemen.

12 Závěr

Byl zpracován návrh hydraulického ramene používaného v lesnictví. V úvodu byla vytvořena silová a geometrická analýza pro určení osově síly hydromotorů. Ze základních rozměrů byl sestaven parametrický model v modulu Ansys Workbench 14 [13]. Sestavený model byl pevnostně kontrolován ve čtyřech podstatných polohách mechanismu. Z analýzy kmitání, vyplývá, že při zvedání břemene dochází k největšímu rozkmitu mechanismu.

Z návrhu geometrie jednotlivých částí výložníků při maximálním vysunutí výložníku A, vyplývají požadavky na konstrukční řešení. Při umístění vedení hydromotoru AB vně výložníku A, by musel výrazně zvýšit jeho průřez. Vhodným umístěním hydromotoru AB dovnitř výložníku A bylo dosaženo významného zvýšení jeho ochrany před nárazy během prací v lesním porostu.

Výložník C spojující sloup D a výsuvný výložník B, by měl být zvolen tak, aby se po jeho délce měnil profil průřezu. Tímto podstatně klesne, hmotnost hydraulického ramene. Sloup D hydraulického ramene by měl být lépe vyztužen v místě přechodu a kontaktu s prvním radiálním ložiskem.

13 Použitá literatura

- [1] Online: <http://www.rotatory.cz/lesni-technika/> (dne 10.3.2013)
- [2] Jeřáby-Nakládací jeřáby, 2012, ČSN EN 12999+A1
- [3] Vraník P., Nakládací jeřáb pro nákladní automobil, Ostrava, 2009,
- [4] Ondrouch J., Podešva J. Technické kmitání, Ostrava 2011
- [5] Online: <http://www.winfa.sk/oteruvzdorne-vysokopevne-occe/weldox> (dne 11. 3. 2013)

Obrázky:

- [6] Online: <http://www.forestmeri.cz/kronos-s%C3%89rie-6020/> (dne 10.3.2013)
- [7] Online: <http://www.forestmeri.cz/cms/upload/obrazky/1.jpg> (dne 10.3.2013)
- [8] Online: <http://www.forestmeri.cz/hydraulicke-ruky/> (dne 15. 3. 2013)
- [9] Online: <http://vimek.se/en/prod/630-minimaster/> (dne 18. 3. 2013)
- [10] Online: <http://www.vyvazecky.cz/Jeraby/jerab-typ-680.html> (dne 18. 3. 2013)
- [11] Online: <http://www.hydraulics.cz> (dne 18. 3. 2013)

Použitý software:

- [12] Microsoft Office 2010 excel
- [13] ANSYS@ Academic Teaching Advanced, Release 14.0

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Petru Horylovi, CSc., dr.h.c. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

14 Přílohy

Seznam příloh

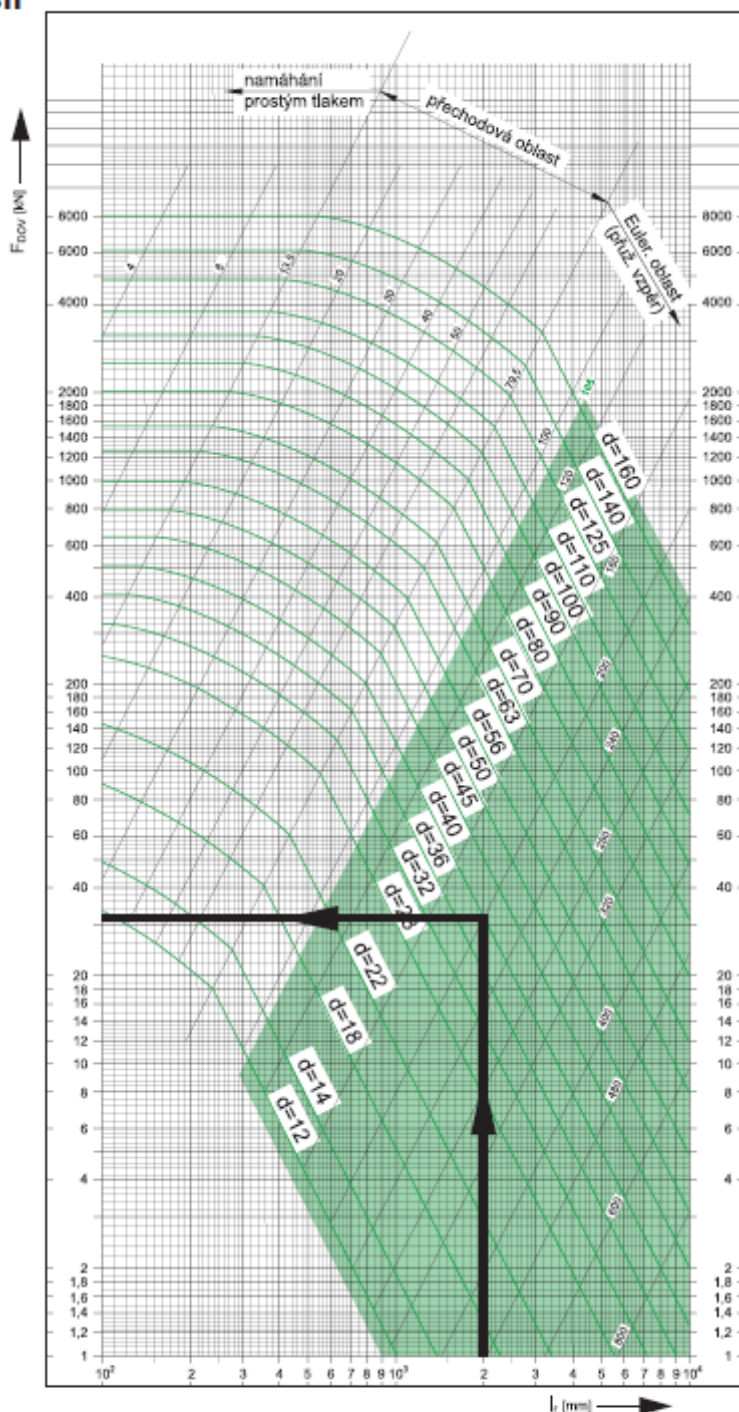
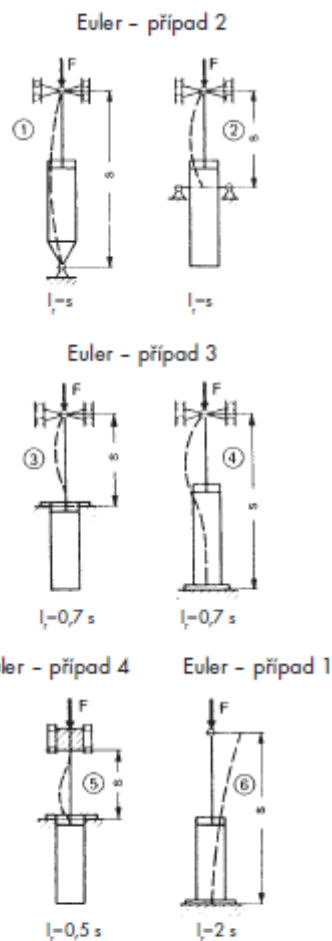
A - Diagram vzpěrné pevnosti firmy hydraulics

B - Rozměry hydromotorů

C - Seznam obrázků

Diagram vzpěrné pevnosti

- Pro výpočet l_r se neuvažuje, resp. je nepřipustné zatěžovat pístní tyč radiální silou.
- Pro provoz PČH při jmenovitých hodnotách provozních parametrů je námi stanovená míra bezpečnosti koeficientem $kv=2$.
Pro případy provozu PČH při vyšších hodnotách provozních parametrů doporučujeme zvýšit hodnotu kv .
- Zároveň by měla být hodnota kv posouzena v kontextu celého strojního celku.

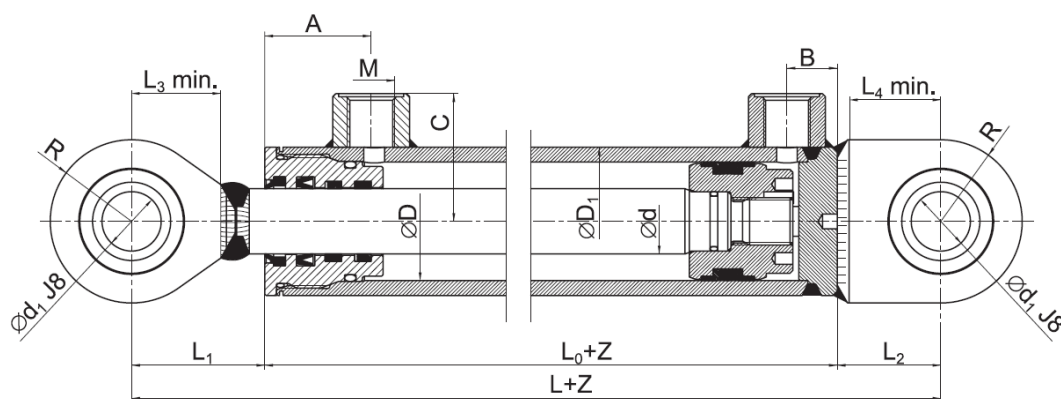


Určení dovoleného namáhání:

- určit Eulerův případ
- stanovit redukovanou délku l_r
- pro daný $\varnothing d$ určíme dovolené zatížení silou F_{dov}
(l_r 2000 mm, \varnothing pístní tyče 40 mm, $\rightarrow F_{dov} = 32$ kN)

Příloha B- Rozměry hydromotorů

číslo	Objednávací kód hydromotoru firmy Hydraulics
1	ZH1 - 50/43 x 1500 – R
2	ZH1 - 140/70 x 866 – R
3	ZH1 - 160/100 x 866 – R



	ØD	Ød	ØD ₁	Ød ₁	L	L ₀	L ₁	L ₂	L ₃ ±1	L ₄ ±1	M	A	B	C	E	K	R	Maximální doporučené zdvíhy dle zvol. Ø d	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
1	50	28	60	25	190	102	50	38	33	33	16x1,5	43	16	48	20	18	32,5	500	3,00 + Z x 0,01161
3	125	63	145	50	417	242	105	70	70	62	33x2	95	50	94,5	30	35	62,5	1000	36,60 + Z x 0,05700
2	140	70	160	60	457	252	115	90	78	80	33x2	95	61	102	44	40	80	1000	51,90 + Z x 0,06700

Příloha C-seznam obrázků

Obr. 1 Hydraulické rameno při práci [6]	14
Obr. 2 Hydraulická ruka PENZ 5L na vleku AGA V14 společnosti Agama a.s. [7].	16
Obr. 3 Popis hydraulické ruky na vleku firmy Pfanzelt Maschinenbau [8]	17
Obr. 4 Nosnost 340 kg jeřábu od firmy Vimek[9]	19
Obr. 5 Nosnost v maximálním vysunutí 550 kg od firmy Palms [10]	20
Obr. 6 Hydraulické ramno namontováno na nákladním automobilu	20
Obr. 7 Rozměry vlečky (vlevo), schéma možného tvaru (vpravo)	22
Obr. 8 Přímočarý dvojčinný hydromotor ZH1 firmy Hydraulics [11].....	23
Obr. 9 Linearizace tuhosti hydraulického media.....	24
Obr. 10 Základní rozměry hydraulického ramene.....	26
Obr. 11 Kinematické schéma hydraulického ramene.....	27
Obr. 12 Silová soustava výsuvného výložníku A.....	28
Obr. 13 Profil členu A uvnitř profilu hydromotoru.....	31
Obr. 14 Kluzné desky spojující výložníky A a B.....	32
Obr. 15 Navržený tvar kluzné desky	33
Obr. 16 Uvolnění výložníku B	34
Obr. 17 Schéma výpočtu natočení hydromotoru	35
Obr. 18 Profil výložníku B	36
Obr. 19 Uvolnění výložníku C	39
Obr. 20 Schéma výpočtu natočení hydromotoru CD	40
Obr. 21 Průběh ohybových momentů na výložníku C (bez měřítka).....	41
Obr. 22 Profil výložníku C	42
Obr. 23 Uvolnění sloupu D	45
Obr. 24 Průběh ohybových momentů na sloupu D	46
Obr. 25 Profil sloupu D	48
Obr. 26 Neupravený model hydraulické ruky	50

Obr. 27 Uložení sloupu D (červeně plochy se zakázaným posuvem).....	50
Obr. 28 Porovnání hydromotorů nahoře zjednodušený model dole reálný hydromotor	51
Obr. 29 Rozložení redukováného napětí na neoptimalizovaném modelu (jednotky stupnice [Pa])	51
Obr. 30 Upravená geometrie výložníku A	52
Obr. 31 Redukované napětí výložníku A v nejvíce nepříznivé poloze dosahuje 382 MPa (jednotky stupnice Pa)	52
Obr. 32 Upravená geometrie výložníku B.....	53
Obr. 33 Redukované napětí výložníku B v nepříznivé poloze dosahuje hodnoty 309 MPa (jednotky stupnice Pa)	53
Obr. 34 Upravená geometrie výložníku C.....	54
Obr. 35 Redukované napětí výložníku C, maximum 279MPa (jednotky stupnice Pa)	54
Obr. 36 Upravená geometrie sloup D.....	55
Obr. 37 Redukované napětí sloupu D (jednotky Pa).....	55
Obr. 38 Redukované napětí hydraulického mechanismu maximum 325 MPa (jednotky stupnice [Pa])	56
Obr. 39 Vychýlení ramene ve směru osy y (jednotky stupnice [m])	56
Obr. 40 Redukované napětí nakloněného ramene o 5 stupňů (jednotky Pa)	57
Obr. 41 Vychýlení nakloněného ramene maximální vychýlení 0,094 [m]	57
Obr. 42 Zobrazení počáteční polohy při kmitání (simulace zvedání)	58
Obr. 43 Redukované napětí v čase $t=0,01$ s (jednotky Pa).....	59
Obr. 44 Redukované napětí v čase $t=0,3$ s (jednotky Pa).....	59
Obr. 45 Počáteční nastavení kmitání při pouštění břemene	60